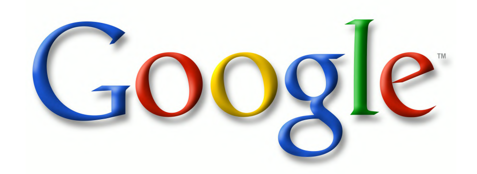


Freytag

Hilfsbuch für den Maschinenbau







# Hilfsbuch

für den

# Maschinenbau.

Für Maschinentechniker
sowie für den Unterricht an
technischen Lehranstalten.

Von

**Fr. Freytag,**
Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten
in Chemnitz.

---

Mit 867 Textfiguren und 6 Tafeln.



Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1904.

Piererscher Hofbuchdruckerei Stephan Geibel & Co. in Altenburg.

# Vorwort.

Durch die Herausgabe des vorliegenden Werkes soll dem an technischen Unterrichtsanstalten längst empfundenen Bedürfnisse nach einem Hand- und Lehrbuche, welches auf wissenschaftlicher Grundlage die den verschiedenen Zweigen des allgemeinen Maschinenbaues angehörigen Maschinen und deren Einzelteile behandelt, abgeholfen, nicht minder dem in der Praxis stehenden Ingenieur ein beim Entwerfen und bei der Berechnung von Maschinenteilen u. s. w. brauchbares Hilfsbuch geboten werden.

In erschöpfender Weise haben hervorragende Fachgelehrte in zumeist umfangreichen Werken die wissenschaftlichen Grundlagen für das Verständnis der Wirkungsweise und für die Berechnung von Maschinen aller Art wie auch nur bestimmter Organe derselben festgelegt und durch die auf sorgfältigen Untersuchungen an ausgeführten Maschinen beruhenden theoretischen Entwicklungen für die Allgemeinheit wichtige Ergebnisse an die Öffentlichkeit gebracht.

Derartige, auch für jeden einzelnen Zweig des allgemeinen Maschinenbaues verfaßte grundlegende Abhandlungen werden dem mit genügenden Vorkenntnissen ausgerüsteten Ingenieur zur weiteren Vertiefung in einem bestimmten Fache vorzügliche Dienste leisten; sie werden wegen ihrer verhältnismäßig hohen Anschaffungskosten aber nicht überall zur Verfügung stehen und als Nachschlagewerke nur mit erheblichem Zeitverlust zu benutzen sein, — ganz abgesehen davon, daß wegen ihrer häufig weit ausholenden Wissenschaftlichkeit das Studium derselben ein besonderes Verständnis erfordert.

Diese Gründe sind es gewesen, die insbesondere in den letzten Jahren eine Bereicherung der einschlägigen technischen Literatur um eine große Anzahl von Werken über Maschinen und Maschinenteile herbeigeführt haben, deren Verfasser den zu behandelnden Stoff in gedrängter Form und in einer auch dem weniger Vorgebildeten verständlichen Weise zur Darstellung zu bringen versuchten.

Es ist aber durch die Herausgabe solcher Bücher den wirklichen Bedürfnissen nicht überall in vollkommener Weise abgeholfen worden. In manchen Fällen haben die Verfasser nicht das gesamte Gebiet des allgemeinen Maschinenbaues, sondern nur e i n z e l n e Teile desselben

*

bearbeitet, so daß diese Bücher Lücken aufweisen und nur einem beschränkten Interessentenkreise von Nutzen sein können; anderseits entbehren solche Bücher der wissenschaftlichen Grundlage zuweilen mehr oder weniger. Die in denselben ohne jegliche Ableitung gebrachten Formeln mögen wohl hier und da ihren Zweck erfüllen, sie werden dem weiter denkenden Konstrukteur aber kein Mittel bieten, um auf Grund eigener Anschauungen zu richtigen Schlüssen zu gelangen.

Die in den Abbildungen vorgeführten Maschinen und Maschinenteile lassen ferner wegen mangelhafter Wiedergabe oder nicht mehr zeitgemäßer Bauart häufig zu wünschen übrig bezw. sind sie in manchen Büchern nur äußerst dürftig anzutreffen, so daß es unmöglich ist, einen genügenden Einblick in die verschiedenen Konstruktionstypen einzelner Maschinenteile zu gewinnen.

Die genannten Übelstände hat Verfasser in dem vorliegenden, auf Anregung der Verlagsbuchhandlung Julius Springer verfaßten Hilfsbuche zu vermeiden gesucht. In diesem Buche sind nach Vorausschickung von Tabellen der Potenzen, Wurzeln u. s. w. und kürzeren Angaben aus der Arithmetik, Trigonometrie und Stereometrie, sowie den Grundlagen der Festigkeitslehre nicht nur die Maschinenteile, sondern auch die Kraftmaschinen — Dampfmaschinen (Dampfturbinen), Dampfkessel, Wassermotoren (Wasserräder, Turbinen), Verbrennungsmotoren (Verpuffungs- und Gleichdruckmotoren), ferner von den Arbeitsmaschinen die Lasthebemaschinen, Hebewerke für flüssige Körper, Gebläse und Kompressoren behandelt worden.

Ein Hauptgewicht ist auf die Wiedergabe richtiger, für die Ausführung unmittelbar brauchbarer Abbildungen gelegt; es ist ferner eine Ableitung der für die Beurteilung und für die Berechnung von Maschinen u. s. w. wichtigsten Formeln nach Möglichkeit angestrebt worden.

Hierbei ist Verfasser bemüht gewesen, mit den Hilfsmitteln der niederen Mathematik durchzukommen, und nur in einzelnen Fällen, wo eine Entwicklung von Gleichungen mit Hilfe der niederen Mathematik nur auf großen Umwegen zum Ziele geführt hätte, wurde die Methode der höheren Mathematik angewendet.

Die für das Verständnis der Wirkungsweise und der Berechnung der Kraft- und Arbeitsmaschinen grundlegenden Abschnitte aus der Mechanik und der mechanischen Wärmelehre sind den betreffenden Kapiteln vorausgeschickt oder aber an geeigneter Stelle in dieselben eingeschaltet worden. So werden bei den Dampfmaschinen zunächst die physikalischen Eigenschaften des Wasserdampfes, bei den Gebläsen und Kompressoren diejenigen der Luft besprochen, während den Wassermotoren ein die Mechanik flüssiger Körper behandelnder Abschnitt vorausgeht u. s. w.

Die in dem Hilfsbuche gebrauchten abgekürzten Bezeichnungen für Maß-, Gewichts-, Zeit-, Arbeitseinheiten u. dergl. entsprechen den in dem bekannten Taschenbuch „Die Hütte“ hierfür angegebenen Abkürzungen, die in der Praxis allgemein Eingang gefunden haben.

Auch für die Einteilung des gesamten Stoffes, der zur Bearbeitung vorlag, ist das vorgenannte Buch in der Hauptsache maßgebend gewesen. In einzelnen Fällen sind die gebrachten Darlegungen durch eingefügte Rechnungsbeispiele unterstützt worden.

In einem dem Werke beigefügten Anhange sind Wärmeeigenschaften und Reibungskoeffizienten verschiedener Körper, die deutschen Normalprofile für Walzeisen, Maße und Gewichte verschiedener Länder mit Vergleichungstabellen, Auszüge aus dem Patentgesetz, aus der Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure, ferner die Gebührenordnung für gerichtliche Zeugen und Sachverständige aufgenommen worden.

Die Wassermotoren — mit Ausnahme der Wasserräder — wurden von Herrn Ingenieur Gerlach, Lehrer an den hiesigen technischen Staatslehranstalten, bearbeitet, und es sei demselben für die sorgfältige Auswahl des Stoffes verbindlichster Dank ausgesprochen.

Ein besonderer Abschnitt des Werkes bringt die für den Maschineningenieur wichtigsten Hochbaukonstruktionen an Hand der für das Verständnis derselben notwendigsten Abbildungen. Die Bearbeitung dieses Abschnittes hat Herr Professor Wagner, Lehrer an den bereits genannten Anstalten, freundlichst übernommen, dem für seine Mitarbeiterschaft an dieser Stelle gleichfalls zu danken ist.

Auch den Herren Verfassern bekannter größerer Werke über hierhergehörige Maschinen und Maschinenteile, welche die Benutzung ihrer Veröffentlichungen für das Hilfsbuch bereitwilligst gestatteten, und denjenigen Firmen, welche durch Überlassung von Zeichnungen und durch beachtenswerte Mitteilungen das Unternehmen förderten, spreche ich, wie ferner der geschätzten Verlagsbuchhandlung für die vortreffliche Ausstattung des Buches, meinen Dank aus.

Die als Quelle benutzten Werke und Zeitschriften sind übrigens als solche an den betreffenden Stellen des Buches bezeichnet worden.

Möchte mein Hilfsbuch eine freundliche Aufnahme finden und sowohl den Studierenden technischer Lehranstalten bei den Konstruktionsübungen wie auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren bei ihren Berufsarbeiten ein zuverlässiger Berater werden!

Die geehrten Fachgenossen bitte ich um nachsichtige Beurteilung des Buches und um Mitteilung etwaiger Irrtümer desselben, sowie wünschenswerter Abänderungen oder Hinzufügungen, die bei weiteren Auflagen des Buches Berücksichtigung finden sollen.

Chemnitz, im Mai 1904.

**Fr. Freytag.**

# Berichtigungen.

S. 33 Z. 5 v. u. lies: 45 60 statt: 45 90.

S. 107 Z. 14 v. u. lies: $\frac{1}{4}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1$ cm statt: $\frac{1}{4}\left(d^0 + \frac{d}{2}\right) + 1$ cm.

S. 184 Z. 1 v. u. lies: $n \overset{=}{<} w \frac{d}{P}$ statt: $n \overset{=}{>} w \frac{d}{P}$.

S. 186 Z. 8 v. u. lies: $\sim \frac{1}{5} d^3 k_d$ statt: $\sim \frac{1}{5} d^3 k_b$.

S. 200 in der 3. Spalte der Tabelle lies: $D$ statt $d$.

S. 221 Z. 11 v. u. lies: $\frac{P}{2}\left(e - \frac{d}{4}\right)$ statt: $\frac{P}{2}\left(l - \frac{d}{4}\right)$.

S. 273 Z. 26 v. o. lies: $M_2$ statt: $M_1$.

S. 273 Z. 29 v. o. lies: $M_1$ statt: $M_2$.

S. 323 Z. 11 v. o. lies: $n \sim \frac{30}{\sqrt{h}}$ statt: $n \sim \frac{30}{\sqrt{l}}$.

S. 326 Z. 3 v. o. lies: $n^2 = 900$ u. s. w. statt: $n_2 = 900$ u. s. w.

S. 326 Z. 4 v. o. lies: $\varepsilon = \frac{2\,\Delta n}{n} = \ldots$ statt: $\frac{2\,\Delta n}{n} = \ldots$

S. 383 Z. 12 v. u. lies: $V\gamma$ statt: $V'\gamma$.

S. 474 Z. 6 v. u. lies: S. 475 statt: S. 457.

S. 666 Z. 9 v. o. lies: $\frac{r}{2}(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta)$ statt: $r(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta)$.

S. 666 Z. 11 v. o. lies: $\frac{r\,u}{2\,c}(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta)$ statt: $\frac{r\,u}{c}(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta)$.

S. 717 Gleichung 119 lies: $d_2 = \sqrt{\frac{4\,f_2}{\mu}}$ statt: $d_2 = \sqrt{\frac{40}{\mu}}$.

S. 727 Z. 21 v. u. lies: 100 mm statt: 80 mm.

S. 757 Z. 18 v. u. lies: $p'$ statt: $p$.

S. 766 Z. 17 v. o. lies: $c$ statt: $c_2$.

S. 787 Z. 9 v. o. lies: $2\,g\,\varepsilon\,H_n$ statt: $g\,\varepsilon\,H_n$.

S. 814 Z. 9 v. u. lies: $H_n$ statt: $H^n$.

S. 822 Z. 9 v. u. lies: „da $\frac{\operatorname{tg}\frac{180\sin\lambda}{\mathfrak{z}}}{\sin\lambda}$ zwischen $\lambda = 0$ und $\lambda = 90^0$ für das übliche $\mathfrak{z} \geq 12$ sich nur wenig ändert," statt: „da für eine einmal gewählte Austrittkurve $\lambda$ jeweils einen bestimmten Wert besitzt,".

S. 855 Z. 5 v. o. lies: $H - h$ statt: $\sqrt{2\,g\,(H - h)}$.

# Inhaltsverzeichnis.

## Erster Abschnitt.

### Mathematik.



## Zweiter Abschnitt.

### Elastizität und Festigkeit der Materialien.



## Dritter Abschnitt.

### Maschinenteile.



## Vierter Abschnitt.

### Arbeitsmaschinen.

## Fünfter Abschnitt.

### Kraftmaschinen.



## Sechster Abschnitt.

### Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen.



### Anhang.



*Es ist übersehen worden, bei den Fig. 215, 231, 258, 260, 263, 267, 269, 271, 279, 281, 285, 293, 316, 363, 573, 613 die Quelle anzugeben. Diesen Figuren haben Abbildungen aus den von Ingenieur Herm. Haeder herausgegebenen Werken „Die Dampfmaschine" und „Pumpen" zugrunde gelegen.*

Erster Abschnitt.

# Mathematik.

---

## I. Tafeln.

---

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 1 | 1,0000 | 1,0000 | 0,00000 | 1000,000 | 3,142 | 0,7854 | 1 |
| 2 | 4 | 8 | 1,4142 | 1,2599 | 0,30103 | 500,000 | 6,283 | 3,1416 | 2 |
| 3 | 9 | 27 | 1,7321 | 1,4422 | 0,47712 | 333,333 | 9,425 | 7,0686 | 3 |
| 4 | 16 | 64 | 2,0000 | 1,5874 | 0,60206 | 250,000 | 12,566 | 12,5664 | 4 |
| 5 | 25 | 125 | 2,2361 | 1,7100 | 0,69897 | 200,000 | 15,708 | 19,6350 | 5 |
| 6 | 36 | 216 | 2,4495 | 1,8171 | 0,77815 | 166,667 | 18,850 | 28,2743 | 6 |
| 7 | 49 | 343 | 2,6458 | 1,9129 | 0,84510 | 142,857 | 21,991 | 38,4845 | 7 |
| 8 | 64 | 512 | 2,8284 | 2,0000 | 0,90309 | 125,000 | 25,133 | 50,2655 | 8 |
| 9 | 81 | 729 | 3,0000 | 2,0801 | 0,95424 | 111,111 | 28,274 | 63,6173 | 9 |
| **10** | 1 00 | 1 000 | 3,1623 | 2,1544 | 1,00000 | 100,000 | 31,416 | 78,5398 | **10** |
| 11 | 1 21 | 1 331 | 3,3166 | 2,2240 | 1,04139 | 90,9091 | 34,558 | 95,0332 | 11 |
| 12 | 1 44 | 1 728 | 3,4641 | 2,2894 | 1,07918 | 83,3333 | 37,699 | 113,097 | 12 |
| 13 | 1 69 | 2 197 | 3,6056 | 2,3513 | 1,11394 | 76,9231 | 40,841 | 132,732 | 13 |
| 14 | 1 96 | 2 744 | 3,7417 | 2,4101 | 1,14613 | 71,4286 | 43,982 | 153,938 | 14 |
| 15 | 2 25 | 3 375 | 3,8730 | 2,4662 | 1,17609 | 66,6667 | 47,124 | 176,715 | 15 |
| 16 | 2 56 | 4 096 | 4,0000 | 2,5198 | 1,20412 | 62,5000 | 50,265 | 201,062 | 16 |
| 17 | 2 89 | 4 913 | 4,1231 | 2,5713 | 1,23045 | 58,8235 | 53,407 | 226,980 | 17 |
| 18 | 3 24 | 5 832 | 4,2426 | 2,6207 | 1,25527 | 55,5556 | 56,549 | 254,469 | 18 |
| 19 | 3 61 | 6 859 | 4,3589 | 2,6684 | 1,27875 | 52,6316 | 59,690 | 283,529 | 19 |
| **20** | 4 00 | 8 000 | 4,4721 | 2,7144 | 1,30103 | 50,0000 | 62,832 | 314,159 | **20** |
| 21 | 4 41 | 9 261 | 4,5826 | 2,7589 | 1,32222 | 47,6190 | 65,973 | 346,361 | 21 |
| 22 | 4 84 | 10 648 | 4,6904 | 2,8020 | 1,34242 | 45,4545 | 69,115 | 380,133 | 22 |
| 23 | 5 29 | 12 167 | 4,7958 | 2,8439 | 1,36173 | 43,4783 | 72,257 | 415,476 | 23 |
| 24 | 5 76 | 13 824 | 4,8990 | 2,8845 | 1,38021 | 41,6667 | 75,398 | 452,389 | 24 |
| 25 | 6 25 | 15 625 | 5,0000 | 2,9240 | 1,39794 | 40,0000 | 78,540 | 490,874 | 25 |
| 26 | 6 76 | 17 576 | 5,0990 | 2,9625 | 1,41497 | 38,4615 | 81,681 | 530,929 | 26 |
| 27 | 7 29 | 19 683 | 5,1962 | 3,0000 | 1,43136 | 37,0370 | 84,823 | 572,555 | 27 |
| 28 | 7 84 | 21 952 | 5,2915 | 3,0366 | 1,44716 | 35,7143 | 87,965 | 615,752 | 28 |
| 29 | 8 41 | 24 389 | 5,3852 | 3,0723 | 1,46240 | 34,4828 | 91,106 | 660,520 | 29 |
| **30** | 9 00 | 27 000 | 5,4772 | 3,1072 | 1,47712 | 33,3333 | 94,248 | 706,858 | **30** |
| 31 | 9 61 | 29 791 | 5,5678 | 3,1414 | 1,49136 | 32,2581 | 97,389 | 754,768 | 31 |
| 32 | 10 24 | 32 768 | 5,6569 | 3,1748 | 1,50515 | 31,2500 | 100,531 | 804,248 | 32 |
| 33 | 10 89 | 35 937 | 5,7446 | 3,2075 | 1,51851 | 30,3030 | 103,673 | 855,299 | 33 |
| 34 | 11 56 | 39 304 | 5,8310 | 3,2396 | 1,53148 | 29,4118 | 106,814 | 907,920 | 34 |
| 35 | 12 25 | 42 875 | 5,9161 | 3,2711 | 1,54407 | 28,5714 | 109,956 | 962,113 | 35 |
| 36 | 12 96 | 46 656 | 6,0000 | 3,3019 | 1,55630 | 27,7778 | 113,097 | 1017,88 | 36 |
| 37 | 13 69 | 50 653 | 6,0828 | 3,3322 | 1,56820 | 27,0270 | 116,239 | 1075,21 | 37 |
| 38 | 14 44 | 54 872 | 6,1644 | 3,3620 | 1,57978 | 26,3158 | 119,381 | 1134,11 | 38 |
| 39 | 15 21 | 59 319 | 6,2450 | 3,3912 | 1,59106 | 25,6410 | 122,522 | 1194,59 | 39 |
| **40** | 16 00 | 64 000 | 6,3246 | 3,4200 | 1,60206 | 25,0000 | 125,66 | 1256,64 | **40** |
| 41 | 16 81 | 68 921 | 6,4031 | 3,4482 | 1,61278 | 24,3902 | 128,81 | 1320,25 | 41 |
| 42 | 17 64 | 74 088 | 6,4807 | 3,4760 | 1,62325 | 23,8095 | 131,95 | 1385,44 | 42 |
| 43 | 18 49 | 79 507 | 6,5574 | 3,5034 | 1,63347 | 23,2558 | 135,09 | 1452,20 | 43 |
| 44 | 19 36 | 85 184 | 6,6332 | 3,5303 | 1,64345 | 22,7273 | 138,23 | 1520,53 | 44 |
| 45 | 20 25 | 91 125 | 6,7082 | 3,5569 | 1,65321 | 22,2222 | 141,37 | 1590,43 | 45 |
| 46 | 21 16 | 97 336 | 6,7823 | 3,5830 | 1,66276 | 21,7391 | 144,51 | 1661,90 | 46 |
| 47 | 22 09 | 103 823 | 6,8557 | 3,6088 | 1,67210 | 21,2766 | 147,65 | 1734,94 | 47 |
| 48 | 23 04 | 110 592 | 6,9282 | 3,6342 | 1,68124 | 20,8333 | 150,80 | 1809,56 | 48 |
| 49 | 24 01 | 117 649 | 7,0000 | 3,6593 | 1,69020 | 20,4082 | 153,94 | 1885,74 | 49 |
| **50** | 25 00 | 125 000 | 7,0711 | 3,6840 | 1,69897 | 20,0000 | 157,08 | 1963,50 | **50** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **50** | 25 00 | 125 000 | 7,0711 | 3,6840 | 1,69897 | 20,0000 | 157,08 | 1963,50 | **50** |
| 51 | 26 01 | 132 651 | 7,1414 | 3,7084 | 1,70757 | 19,6078 | 160,22 | 2042,82 | 51 |
| 52 | 27 04 | 140 608 | 7,2111 | 3,7325 | 1,71600 | 19,2308 | 163,36 | 2123,72 | 52 |
| 53 | 28 09 | 148 877 | 7,2801 | 3,7563 | 1,72428 | 18,8679 | 166,50 | 2206,18 | 53 |
| 54 | 29 16 | 157 464 | 7,3485 | 3,7798 | 1,73239 | 18,5185 | 169,65 | 2290,22 | 54 |
| 55 | 30 25 | 166 375 | 7,4162 | 3,8030 | 1,74036 | 18,1818 | 172,79 | 2375,83 | 55 |
| 56 | 31 36 | 175 616 | 7,4833 | 3,8259 | 1,74819 | 17,8571 | 175,93 | 2463,01 | 56 |
| 57 | 32 49 | 185 193 | 7,5498 | 3,8485 | 1,75587 | 17,5439 | 179,07 | 2551,76 | 57 |
| 58 | 33 64 | 195 112 | 7,6158 | 3,8709 | 1,76343 | 17,2414 | 182,21 | 2642,08 | 58 |
| 59 | 34 81 | 205 379 | 7,6811 | 3,8930 | 1,77085 | 16,9492 | 185,35 | 2733,97 | 59 |
| **60** | 36 00 | 216 000 | 7,7460 | 3,9149 | 1,77815 | 16,6667 | 188,50 | 2827,43 | **60** |
| 61 | 37 21 | 226 981 | 7,8102 | 3,9365 | 1,78533 | 16,3934 | 191,64 | 2922,47 | 61 |
| 62 | 38 44 | 238 328 | 7,8740 | 3,9579 | 1,79239 | 16,1290 | 194,78 | 3019,07 | 62 |
| 63 | 39 69 | 250 047 | 7,9373 | 3,9791 | 1,79934 | 15,8730 | 197,92 | 3117,25 | 63 |
| 64 | 40 96 | 262 144 | 8,0000 | 4,0000 | 1,80618 | 15,6250 | 201,06 | 3216,99 | 64 |
| 65 | 42 25 | 274 625 | 8,0623 | 4,0207 | 1,81291 | 15,3846 | 204,20 | 3318,31 | 65 |
| 66 | 43 56 | 287 496 | 8,1240 | 4,0412 | 1,81954 | 15,1515 | 207,35 | 3421,19 | 66 |
| 67 | 44 89 | 300 763 | 8,1854 | 4,0615 | 1,82607 | 14,9254 | 210,49 | 3525,65 | 67 |
| 68 | 46 24 | 314 432 | 8,2462 | 4,0817 | 1,83251 | 14,7059 | 213,63 | 3631,68 | 68 |
| 69 | 47 61 | 328 509 | 8,3066 | 4,1016 | 1,83885 | 14,4928 | 216,77 | 3739,28 | 69 |
| **70** | 49 00 | 343 000 | 8,3666 | 4,1213 | 1,84510 | 14,2857 | 219,91 | 3848,45 | **70** |
| 71 | 50 41 | 357 911 | 8,4261 | 4,1408 | 1,85126 | 14,0845 | 223,05 | 3959,19 | 71 |
| 72 | 51 84 | 373 248 | 8,4853 | 4,1602 | 1,85733 | 13,8889 | 226,19 | 4071,50 | 72 |
| 73 | 53 29 | 389 017 | 8,5440 | 4,1793 | 1,86332 | 13,6986 | 229,34 | 4185,39 | 73 |
| 74 | 54 76 | 405 224 | 8,6023 | 4,1983 | 1,86923 | 13,5135 | 232,48 | 4300,84 | 74 |
| 75 | 56 25 | 421 875 | 8,6603 | 4,2172 | 1,87506 | 13,3333 | 235,62 | 4417,86 | 75 |
| 76 | 57 76 | 438 976 | 8,7178 | 4,2358 | 1,88081 | 13,1579 | 238,76 | 4536,46 | 76 |
| 77 | 59 29 | 456 533 | 8,7750 | 4,2543 | 1,88649 | 12,9870 | 241,90 | 4656,63 | 77 |
| 78 | 60 84 | 474 552 | 8,8318 | 4,2727 | 1,89209 | 12,8205 | 245,04 | 4778,36 | 78 |
| 79 | 62 41 | 493 039 | 8,8882 | 4,2908 | 1,89763 | 12,6582 | 248,19 | 4901,67 | 79 |
| **80** | 64 00 | 512 000 | 8,9443 | 4,3089 | 1,90309 | 12,5000 | 251,33 | 5026,55 | **80** |
| 81 | 65 61 | 531 441 | 9,0000 | 4,3267 | 1,90849 | 12,3457 | 254,47 | 5153,00 | 81 |
| 82 | 67 24 | 551 368 | 9,0554 | 4,3445 | 1,91381 | 12,1951 | 257,61 | 5281,02 | 82 |
| 83 | 68 89 | 571 787 | 9,1104 | 4,3621 | 1,91908 | 12,0482 | 260,75 | 5410,61 | 83 |
| 84 | 70 56 | 592 704 | 9,1652 | 4,3795 | 1,92428 | 11,9048 | 263,89 | 5541,77 | 84 |
| 85 | 72 25 | 614 125 | 9,2195 | 4,3968 | 1,92942 | 11,7647 | 267,04 | 5674,50 | 85 |
| 86 | 73 96 | 636 056 | 9,2736 | 4,4140 | 1,93450 | 11,6279 | 270,18 | 5808,80 | 86 |
| 87 | 75 69 | 658 503 | 9,3274 | 4,4310 | 1,93952 | 11,4943 | 273,32 | 5944,68 | 87 |
| 88 | 77 44 | 681 472 | 9,3808 | 4,4480 | 1,94448 | 11,3636 | 276,46 | 6082,12 | 88 |
| 89 | 79 21 | 704 969 | 9,4340 | 4,4647 | 1,94939 | 11,2360 | 279,60 | 6221,14 | 89 |
| **90** | 81 00 | 729 000 | 9,4868 | 4,4814 | 1,95424 | 11,1111 | 282,74 | 6361,73 | **90** |
| 91 | 82 81 | 753 571 | 9,5394 | 4,4979 | 1,95904 | 10,9890 | 285,88 | 6503,88 | 91 |
| 92 | 84 64 | 778 688 | 9,5917 | 4,5144 | 1,96379 | 10,8696 | 289,03 | 6647,61 | 92 |
| 93 | 86 49 | 804 357 | 9,6437 | 4,5307 | 1,96848 | 10,7527 | 292,17 | 6792,91 | 93 |
| 94 | 88 36 | 830 584 | 9,6954 | 4,5468 | 1,97313 | 10,6383 | 295,31 | 6939,78 | 94 |
| 95 | 90 25 | 857 375 | 9,7468 | 4,5629 | 1,97772 | 10,5263 | 298,45 | 7088,22 | 95 |
| 96 | 92 16 | 884 736 | 9,7980 | 4,5789 | 1,98227 | 10,4167 | 301,59 | 7238,23 | 96 |
| 97 | 94 09 | 912 673 | 9,8489 | 4,5947 | 1,98677 | 10,3093 | 304,73 | 7389,81 | 97 |
| 98 | 96 04 | 941 192 | 9,8995 | 4,6104 | 1,99123 | 10,2041 | 307,88 | 7542,96 | 98 |
| 99 | 98 01 | 970 299 | 9,9499 | 4,6261 | 1,99564 | 10,1010 | 311,02 | 7697,69 | 99 |
| **100** | 1 00 00 | 1 000 000 | 10,0000 | 4,6416 | 2,00000 | 10,0000 | 314,16 | 7853,98 | **100** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **100** | 10000 | 1000000 | 10,0000 | 4,6416 | 2,00000 | 10,0000 | 314,16 | 7853,98 | **100** |
| 101 | 10201 | 1030301 | 10,0499 | 4,6570 | 2,00432 | 9,90099 | 317,30 | 8011,85 | 101 |
| 102 | 10404 | 1061208 | 10,0995 | 4,6723 | 2,00860 | 9,80392 | 320,44 | 8171,28 | 102 |
| 103 | 10609 | 1092727 | 10,1489 | 4,6875 | 2,01284 | 9,70874 | 323,58 | 8332,29 | 103 |
| 104 | 10816 | 1124864 | 10,1980 | 4,7027 | 2,01703 | 9,61538 | 326,73 | 8494,87 | 104 |
| 105 | 11025 | 1157625 | 10,2470 | 4,7177 | 2,02119 | 9,52381 | 329,87 | 8659,01 | 105 |
| 106 | 11236 | 1191016 | 10,2956 | 4,7326 | 2,02531 | 9,43396 | 333,01 | 8824,73 | 106 |
| 107 | 11449 | 1225043 | 10,3441 | 4,7475 | 2,02938 | 9,34579 | 336,15 | 8992,02 | 107 |
| 108 | 11664 | 1259712 | 10,3923 | 4,7622 | 2,03342 | 9,25926 | 339,29 | 9160,88 | 108 |
| 109 | 11881 | 1295029 | 10,4403 | 4,7769 | 2,03743 | 9,17431 | 342,43 | 9331,32 | 109 |
| **110** | 12100 | 1331000 | 10,4881 | 4,7914 | 2,04139 | 9,09091 | 345,58 | 9503,32 | **110** |
| 111 | 12321 | 1367631 | 10,5357 | 4,8059 | 2,04532 | 9,00901 | 348,72 | 9676,89 | 111 |
| 112 | 12544 | 1404928 | 10,5830 | 4,8203 | 2,04922 | 8,92857 | 351,86 | 9852,03 | 112 |
| 113 | 12769 | 1442897 | 10,6301 | 4,8346 | 2,05308 | 8,84956 | 355,00 | 10028,7 | 113 |
| 114 | 12996 | 1481544 | 10,6771 | 4,8488 | 2,05690 | 8,77193 | 358,14 | 10207,0 | 114 |
| 115 | 13225 | 1520875 | 10,7238 | 4,8629 | 2,06070 | 8,69565 | 361,28 | 10386,9 | 115 |
| 116 | 13456 | 1560896 | 10,7703 | 4,8770 | 2,06446 | 8,62069 | 364,42 | 10568,3 | 116 |
| 117 | 13689 | 1601613 | 10,8167 | 4,8910 | 2,06819 | 8,54701 | 367,57 | 10751,3 | 117 |
| 118 | 13924 | 1643032 | 10,8628 | 4,9049 | 2,07188 | 8,47458 | 370,71 | 10935,9 | 118 |
| 119 | 14161 | 1685159 | 10,9087 | 4,9187 | 2,07555 | 8,40336 | 373,85 | 11122,0 | 119 |
| **120** | 14400 | 1728000 | 10,9545 | 4,9324 | 2,07918 | 8,33333 | 376,99 | 11309,7 | **120** |
| 121 | 14641 | 1771561 | 11,0000 | 4,9461 | 2,08279 | 8,26446 | 380,13 | 11499,0 | 121 |
| 122 | 14884 | 1815848 | 11,0454 | 4,9597 | 2,08636 | 8,19672 | 383,27 | 11689,9 | 122 |
| 123 | 15129 | 1860867 | 11,0905 | 4,9732 | 2,08991 | 8,13008 | 386,42 | 11882,3 | 123 |
| 124 | 15376 | 1906624 | 11,1355 | 4,9866 | 2,09342 | 8,06452 | 389,56 | 12076,3 | 124 |
| 125 | 15625 | 1953125 | 11,1803 | 5,0000 | 2,09691 | 8,00000 | 392,70 | 12271,8 | 125 |
| 126 | 15876 | 2000376 | 11,2250 | 5,0133 | 2,10037 | 7,93651 | 395,84 | 12469,0 | 126 |
| 127 | 16129 | 2048383 | 11,2694 | 5,0265 | 2,10380 | 7,87402 | 398,98 | 12667,7 | 127 |
| 128 | 16384 | 2097152 | 11,3137 | 5,0397 | 2,10721 | 7,81250 | 402,12 | 12868,0 | 128 |
| 129 | 16641 | 2146689 | 11,3578 | 5,0528 | 2,11059 | 7,75194 | 405,27 | 13069,8 | 129 |
| **130** | 16900 | 2197000 | 11,4018 | 5,0658 | 2,11394 | 7,69231 | 408,41 | 13273,2 | **130** |
| 131 | 17161 | 2248091 | 11,4455 | 5,0788 | 2,11727 | 7,63359 | 411,55 | 13478,2 | 131 |
| 132 | 17424 | 2299968 | 11,4891 | 5,0916 | 2,12057 | 7,57576 | 414,69 | 13684,8 | 132 |
| 133 | 17689 | 2352637 | 11,5326 | 5,1045 | 2,12385 | 7,51880 | 417,83 | 13892,9 | 133 |
| 134 | 17956 | 2406104 | 11,5758 | 5,1172 | 2,12710 | 7,46269 | 420,97 | 14102,6 | 134 |
| 135 | 18225 | 2460375 | 11,6190 | 5,1299 | 2,13033 | 7,40741 | 424,12 | 14313,9 | 135 |
| 136 | 18496 | 2515456 | 11,6619 | 5,1426 | 2,13354 | 7,35294 | 427,26 | 14526,7 | 136 |
| 137 | 18769 | 2571353 | 11,7047 | 5,1551 | 2,13672 | 7,29927 | 430,40 | 14741,1 | 137 |
| 138 | 19044 | 2628072 | 11,7473 | 5,1676 | 2,13988 | 7,24638 | 433,54 | 14957,1 | 138 |
| 139 | 19321 | 2685619 | 11,7898 | 5,1801 | 2,14301 | 7,19424 | 436,68 | 15174,7 | 139 |
| **140** | 19600 | 2744000 | 11,8322 | 5,1925 | 2,14613 | 7,14286 | 439,82 | 15393,8 | **140** |
| 141 | 19881 | 2803221 | 11,8743 | 5,2048 | 2,14922 | 7,09220 | 442,96 | 15614,5 | 141 |
| 142 | 20164 | 2863288 | 11,9164 | 5,2171 | 2,15229 | 7,04225 | 446,11 | 15836,8 | 142 |
| 143 | 20449 | 2924207 | 11,9583 | 5,2293 | 2,15534 | 6,99301 | 449,25 | 16060,6 | 143 |
| 144 | 20736 | 2985984 | 12,0000 | 5,2415 | 2,15836 | 6,94444 | 452,39 | 16286,0 | 144 |
| 145 | 21025 | 3048625 | 12,0416 | 5,2536 | 2,16137 | 6,89655 | 455,53 | 16513,0 | 145 |
| 146 | 21316 | 3112136 | 12,0830 | 5,2656 | 2,16435 | 6,84932 | 458,67 | 16741,5 | 146 |
| 147 | 21609 | 3176523 | 12,1244 | 5,2776 | 2,16732 | 6.80272 | 461,81 | 16971,7 | 147 |
| 148 | 21904 | 3241792 | 12,1655 | 5,2896 | 2,17026 | 6,75676 | 464,96 | 17203,4 | 148 |
| 149 | 22201 | 3307949 | 12,2066 | 5,3015 | 2,17319 | 6,71141 | 468,10 | 17436,6 | 149 |
| **150** | 22500 | 3375000 | 12,2474 | 5,3133 | 2,17609 | 6,66667 | 471,24 | 17671,5 | **150** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **150** | 22500 | 3375000 | 12,2474 | 5,3133 | 2,17609 | 6,66667 | 471,24 | 17671,5 | **150** |
| 151 | 22801 | 3442951 | 12,2882 | 5,3251 | 2,17898 | 6,62252 | 474,38 | 17907,9 | 151 |
| 152 | 23104 | 3511808 | 12,3288 | 5,3368 | 2,18184 | 6,57895 | 477,52 | 18145,8 | 152 |
| 153 | 23409 | 3581577 | 12,3693 | 5,3485 | 2,18469 | 6,53595 | 480,66 | 18385,4 | 153 |
| 154 | 23716 | 3652264 | 12,4097 | 5,3601 | 2,18752 | 6,49351 | 483,81 | 18626,5 | 154 |
| 155 | 24025 | 3723875 | 12,4499 | 5,3717 | 2,19033 | 6,45161 | 486,95 | 18869,2 | 155 |
| 156 | 24336 | 3796416 | 12,4900 | 5,3832 | 2,19312 | 6,41026 | 490,09 | 19113,4 | 156 |
| 157 | 24649 | 3869893 | 12,5300 | 5,3947 | 2,19590 | 6,36943 | 493,23 | 19359,3 | 157 |
| 158 | 24964 | 3944312 | 12,5698 | 5,4061 | 2,19866 | 6,32911 | 496,37 | 19606,7 | 158 |
| 159 | 25281 | 4019679 | 12,6095 | 5,4175 | 2,20140 | 6,28931 | 499,51 | 19855,7 | 159 |
| **160** | 25600 | 4096000 | 12,6491 | 5,4288 | 2,20412 | 6,25000 | 502,65 | 20106,2 | **160** |
| 161 | 25921 | 4173281 | 12,6886 | 5,4401 | 2,20683 | 6,21118 | 505,80 | 20358,3 | 161 |
| 162 | 26244 | 4251528 | 12,7279 | 5,4514 | 2,20952 | 6,17284 | 508,94 | 20612,0 | 162 |
| 163 | 26569 | 4330747 | 12,7671 | 5,4626 | 2,21219 | 6,13497 | 512,08 | 20867,2 | 163 |
| 164 | 26896 | 4410944 | 12,8062 | 5,4737 | 2,21484 | 6,09756 | 515,22 | 21124,1 | 164 |
| 165 | 27225 | 4492125 | 12,8452 | 5,4848 | 2,21748 | 6,06061 | 518,36 | 21382,5 | 165 |
| 166 | 27556 | 4574296 | 12,8841 | 5,4959 | 2,22011 | 6,02410 | 521,50 | 21642,4 | 166 |
| 167 | 27889 | 4657463 | 12,9228 | 5,5069 | 2,22272 | 5,98802 | 524,65 | 21904,0 | 167 |
| 168 | 28224 | 4741632 | 12,9615 | 5,5178 | 2,22531 | 5,95238 | 527,79 | 22167,1 | 168 |
| 169 | 28561 | 4826809 | 13,0000 | 5,5288 | 2,22789 | 5,91716 | 530,93 | 22431,8 | 169 |
| **170** | 28900 | 4913000 | 13,0384 | 5,5397 | 2,23045 | 5,88235 | 534,07 | 22698,0 | **170** |
| 171 | 29241 | 5000211 | 13,0767 | 5,5505 | 2,23300 | 5,84795 | 537,21 | 22965,8 | 171 |
| 172 | 29584 | 5088448 | 13,1149 | 5,5613 | 2,23553 | 5,81395 | 540,35 | 23235,2 | 172 |
| 173 | 29929 | 5177717 | 13,1529 | 5,5721 | 2,23805 | 5,78035 | 543,50 | 23506,2 | 173 |
| 174 | 30276 | 5268024 | 13,1909 | 5,5828 | 2,24055 | 5,74713 | 546,64 | 23778,7 | 174 |
| 175 | 30625 | 5359375 | 13,2288 | 5,5934 | 2,24304 | 5,71429 | 549,78 | 24052,8 | 175 |
| 176 | 30976 | 5451776 | 13,2665 | 5,6041 | 2,24551 | 5,68182 | 552,92 | 24328,5 | 176 |
| 177 | 31329 | 5545233 | 13,3041 | 5,6147 | 2,24797 | 5,64972 | 556,06 | 24605,7 | 177 |
| 178 | 31684 | 5639752 | 13,3417 | 5,6252 | 2,25042 | 5,61798 | 559,20 | 24884,6 | 178 |
| 179 | 32041 | 5735339 | 13,3791 | 5,6357 | 2,25285 | 5,58659 | 562,35 | 25164,9 | 179 |
| **180** | 32400 | 5832000 | 13,4164 | 5,6462 | 2,25527 | 5,55556 | 565,49 | 25446,9 | **180** |
| 181 | 32761 | 5929741 | 13,4536 | 5,6567 | 2,25768 | 5,52486 | 568,63 | 25730,4 | 181 |
| 182 | 33124 | 6028568 | 13,4907 | 5,6671 | 2,26007 | 5,49451 | 571,77 | 26015,5 | 182 |
| 183 | 33489 | 6128487 | 13,5277 | 5,6774 | 2,26245 | 5,46448 | 574,91 | 26302,2 | 183 |
| 184 | 33856 | 6229504 | 13,5647 | 5,6877 | 2,26482 | 5,43478 | 578,05 | 26590,4 | 184 |
| 185 | 34225 | 6331625 | 13,6015 | 5,6980 | 2,26717 | 5,40541 | 581,19 | 26880,3 | 185 |
| 186 | 34596 | 6434856 | 13,6382 | 5,7083 | 2,26951 | 5,37634 | 584,34 | 27171,6 | 186 |
| 187 | 34969 | 6539203 | 13,6748 | 5,7185 | 2,27184 | 5,34759 | 587,48 | 27464,6 | 187 |
| 188 | 35344 | 6644672 | 13,7113 | 5,7287 | 2,27416 | 5,31915 | 590,62 | 27759,1 | 188 |
| 189 | 35721 | 6751269 | 13,7477 | 5,7388 | 2,27646 | 5,29101 | 593,76 | 28055,2 | 189 |
| **190** | 36100 | 6859000 | 13,7840 | 5,7489 | 2,27875 | 5,26316 | 596,90 | 28352,9 | **190** |
| 191 | 36481 | 6967871 | 13,8203 | 5,7590 | 2,28103 | 5,23560 | 600,04 | 28652,1 | 191 |
| 192 | 36864 | 7077888 | 13,8564 | 5,7690 | 2,28330 | 5,20833 | 603,19 | 28952,9 | 192 |
| 193 | 37249 | 7189057 | 13,8924 | 5,7790 | 2,28556 | 5,18135 | 606,33 | 29255,3 | 193 |
| 194 | 37636 | 7301384 | 13,9284 | 5,7890 | 2,28780 | 5,15464 | 609,47 | 29559,2 | 194 |
| 195 | 38025 | 7414875 | 13,9642 | 5,7989 | 2,29003 | 5,12821 | 612,61 | 29864,8 | 195 |
| 196 | 38416 | 7529536 | 14,0000 | 5,8088 | 2,29226 | 5,10204 | 615,75 | 30171,9 | 196 |
| 197 | 38809 | 7645373 | 14,0357 | 5,8186 | 2,29447 | 5,07614 | 618,89 | 30480,5 | 197 |
| 198 | 39204 | 7762392 | 14,0712 | 5,8285 | 2,29667 | 5,05051 | 622,04 | 30790,7 | 198 |
| 199 | 39601 | 7880599 | 14,1067 | 5,8383 | 2,29885 | 5,02513 | 625,18 | 31102,6 | 199 |
| **200** | 40000 | 8000000 | 14,1421 | 5,8480 | 2,30103 | 5,00000 | 628,32 | 31415,9 | **200** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **200** | 40000 | 8000000 | 14,1421 | 5,8480 | 2,30103 | 5,00000 | 628,32 | 31415,9 | **200** |
| 201 | 40401 | 8120601 | 14,1774 | 5,8578 | 2,30320 | 4,97512 | 631,46 | 31730,9 | 201 |
| 202 | 40804 | 8242408 | 14,2127 | 5,8675 | 2,30535 | 4,95050 | 634,60 | 32047,4 | 202 |
| 203 | 41209 | 8365427 | 14,2478 | 5,8771 | 2,30750 | 4,92611 | 637,74 | 32365,5 | 203 |
| 204 | 41616 | 8489664 | 14,2829 | 5,8868 | 2,30963 | 4,90196 | 640,88 | 32685,1 | 204 |
| 205 | 42025 | 8615125 | 14,3178 | 5,8964 | 2,31175 | 4,87805 | 644,03 | 33006,4 | 205 |
| 206 | 42436 | 8741816 | 14,3527 | 5,9059 | 2,31387 | 4,85437 | 647,17 | 33329,2 | 206 |
| 207 | 42849 | 8869743 | 14,3875 | 5,9155 | 2,31597 | 4,83092 | 650,31 | 33653,5 | 207 |
| 208 | 43264 | 8998912 | 14,4222 | 5,9250 | 2,31806 | 4,80769 | 653,45 | 33979,5 | 208 |
| 209 | 43681 | 9129329 | 14,4568 | 5,9345 | 2,32015 | 4,78469 | 656,59 | 34307,0 | 209 |
| **210** | 44100 | 9261000 | 14,4914 | 5,9439 | 2,32222 | 4,76190 | 659,73 | 34636,1 | **210** |
| 211 | 44521 | 9393931 | 14,5258 | 5,9533 | 2,32428 | 4,73934 | 662,88 | 34966,7 | 211 |
| 212 | 44944 | 9528128 | 14,5602 | 5,9627 | 2,32634 | 4,71698 | 666,02 | 35298,9 | 212 |
| 213 | 45369 | 9663597 | 14,5945 | 5,9721 | 2,32838 | 4,69484 | 669,16 | 35632,7 | 213 |
| 214 | 45796 | 9800344 | 14,6287 | 5,9814 | 2,33041 | 4,67290 | 672,30 | 35968,1 | 214 |
| 215 | 46225 | 9938375 | 14,6629 | 5,9907 | 2,33244 | 4,65116 | 675,44 | 36305,0 | 215 |
| 216 | 46656 | 10077696 | 14,6969 | 6,0000 | 2,33445 | 4,62963 | 678,58 | 36643,5 | 216 |
| 217 | 47089 | 10218313 | 14,7309 | 6,0092 | 2,33646 | 4,60829 | 681,73 | 36983,6 | 217 |
| 218 | 47524 | 10360232 | 14,7648 | 6,0185 | 2,33846 | 4,58716 | 684,87 | 37325,3 | 218 |
| 219 | 47961 | 10503459 | 14,7986 | 6,0277 | 2,34044 | 4,56621 | 688,01 | 37668,5 | 219 |
| **220** | 48400 | 10648000 | 14,8324 | 6,0368 | 2,34242 | 4,54545 | 691,15 | 38013,3 | **220** |
| 221 | 48841 | 10793861 | 14,8661 | 6,0459 | 2,34439 | 4,52489 | 694,29 | 38359,6 | 221 |
| 222 | 49284 | 10941048 | 14,8997 | 6,0550 | 2,34635 | 4,50450 | 697,43 | 38707,6 | 222 |
| 223 | 49729 | 11089567 | 14,9332 | 6,0641 | 2,34830 | 4,48430 | 700,58 | 39057,1 | 223 |
| 224 | 50176 | 11239424 | 14,9666 | 6,0732 | 2,35025 | 4,46429 | 703,72 | 39408,1 | 224 |
| 225 | 50625 | 11390625 | 15,0000 | 6,0822 | 2,35218 | 4,44444 | 706,86 | 39760,8 | 225 |
| 226 | 51076 | 11543176 | 15,0333 | 6,0912 | 2,35411 | 4,42478 | 710,00 | 40115,0 | 226 |
| 227 | 51529 | 11697083 | 15,0665 | 6,1002 | 2,35603 | 4,40529 | 713,14 | 40470,8 | 227 |
| 228 | 51984 | 11852352 | 15,0997 | 6,1091 | 2,35793 | 4,38596 | 716,28 | 40828,1 | 228 |
| 229 | 52441 | 12008989 | 15,1327 | 6,1180 | 2,35984 | 4,36681 | 719,42 | 41187,1 | 229 |
| **230** | 52900 | 12167000 | 15,1658 | 6,1269 | 2,36173 | 4,34783 | 722,57 | 41547,6 | **230** |
| 231 | 53361 | 12326391 | 15,1987 | 6,1358 | 2,36361 | 4,32900 | 725,71 | 41909,6 | 231 |
| 232 | 53824 | 12487168 | 15,2315 | 6,1446 | 2,36549 | 4,31034 | 728,85 | 42273,3 | 232 |
| 233 | 54289 | 12649337 | 15,2643 | 6,1534 | 2,36736 | 4,29185 | 731,99 | 42638,5 | 233 |
| 234 | 54756 | 12812904 | 15,2971 | 6,1622 | 2,36922 | 4,27350 | 735,13 | 43005,3 | 234 |
| 235 | 55225 | 12977875 | 15,3297 | 6,1710 | 2,37107 | 4,25532 | 738,27 | 43373,6 | 235 |
| 236 | 55696 | 13144256 | 15,3623 | 6,1797 | 2,37291 | 4,23729 | 741,42 | 43743,5 | 236 |
| 237 | 56169 | 13312053 | 15,3948 | 6,1885 | 2,37475 | 4,21941 | 744,56 | 44115,0 | 237 |
| 238 | 56644 | 13481272 | 15,4272 | 6,1972 | 2,37658 | 4,20168 | 747,70 | 44488,1 | 238 |
| 239 | 57121 | 13651919 | 15,4596 | 6,2058 | 2,37840 | 4,18410 | 750,84 | 44862,7 | 239 |
| **240** | 57600 | 13824000 | 15,4919 | 6,2145 | 2,38021 | 4,16667 | 753,98 | 45238,9 | **240** |
| 241 | 58081 | 13997521 | 15,5242 | 6,2231 | 2,38202 | 4,14938 | 757,12 | 45616,7 | 241 |
| 242 | 58564 | 14172488 | 15,5563 | 6,2317 | 2,38382 | 4,13223 | 760,27 | 45996,1 | 242 |
| 243 | 59049 | 14348907 | 15,5885 | 6,2403 | 2,38561 | 4,11523 | 763,41 | 46377,0 | 243 |
| 244 | 59536 | 14526784 | 15,6205 | 6,2488 | 2,38739 | 4,09836 | 766,55 | 46759,5 | 244 |
| 245 | 60025 | 14706125 | 15,6525 | 6,2573 | 2,38917 | 4,08163 | 769,69 | 47143,5 | 245 |
| 246 | 60516 | 14886936 | 15,6844 | 6,2658 | 2,39094 | 4,06504 | 772,83 | 47529,2 | 246 |
| 247 | 61009 | 15069223 | 15,7162 | 6,2743 | 2,39270 | 4,04858 | 775,97 | 47916,4 | 247 |
| 248 | 61504 | 15252992 | 15,7480 | 6,2828 | 2,39445 | 4,03226 | 779,11 | 48305,1 | 248 |
| 249 | 62001 | 15438249 | 15,7797 | 6,2912 | 2,39620 | 4,01606 | 782,26 | 48695,5 | 249 |
| **250** | 62500 | 15625000 | 15,8114 | 6,2996 | 2,39794 | 4,00000 | 785,40 | 49087,4 | **250** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **250** | 62500 | 15625000 | 15,8114 | 6,2996 | 2,39794 | 4,00000 | 785,40 | 49087,4 | **250** |
| 251 | 63001 | 15813251 | 15,8430 | 6,3080 | 2,39967 | 3,98406 | 788,54 | 49480,9 | 251 |
| 252 | 63504 | 16003008 | 15,8745 | 6,3164 | 2,40140 | 3,96825 | 791,68 | 49875,9 | 252 |
| 253 | 64009 | 16194277 | 15,9060 | 6,3247 | 2,40312 | 3,95257 | 794,82 | 50272,6 | 253 |
| 254 | 64516 | 16387064 | 15,9374 | 6,3330 | 2,40483 | 3,93701 | 797,96 | 50670,7 | 254 |
| 255 | 65025 | 16581375 | 15,9687 | 6,3413 | 2,40654 | 3,92157 | 801,11 | 51070,5 | 255 |
| 256 | 65536 | 16777216 | 16,0000 | 6,3496 | 2,40824 | 3,90625 | 804,25 | 51471,9 | 256 |
| 257 | 66049 | 16974593 | 16,0312 | 6,3579 | 2,40993 | 3,89105 | 807,39 | 51874,8 | 257 |
| 258 | 66564 | 17173512 | 16,0624 | 6,3661 | 2,41162 | 3,87597 | 810,53 | 52279,2 | 258 |
| 259 | 67081 | 17373979 | 16,0935 | 6,3743 | 2,41330 | 3,86100 | 813,67 | 52685,3 | 259 |
| **260** | 67600 | 17576000 | 16,1245 | 6,3825 | 2,41497 | 3,84615 | 816,81 | 53092,9 | **260** |
| 261 | 68121 | 17779581 | 16,1555 | 6,3907 | 2,41664 | 3,83142 | 819,96 | 53502,1 | 261 |
| 262 | 68644 | 17984728 | 16,1864 | 6,3988 | 2,41830 | 3,81679 | 823,10 | 53912,9 | 262 |
| 263 | 69169 | 18191447 | 16,2173 | 6,4070 | 2,41996 | 3,80228 | 826,24 | 54325,2 | 263 |
| 264 | 69696 | 18399744 | 16,2481 | 6,4151 | 2,42160 | 3,78788 | 829,38 | 54739,1 | 264 |
| 265 | 70225 | 18609625 | 16,2788 | 6,4232 | 2,42325 | 3,77358 | 832,52 | 55154,6 | 265 |
| 266 | 70756 | 18821096 | 16,3095 | 6,4312 | 2,42488 | 3,75940 | 835,66 | 55571,6 | 266 |
| 267 | 71289 | 19034163 | 16,3401 | 6,4393 | 2,42651 | 3,74532 | 838,81 | 55990,2 | 267 |
| 268 | 71824 | 19248832 | 16,3707 | 6,4473 | 2,42813 | 3,73134 | 841,95 | 56410,4 | 268 |
| 269 | 72361 | 19465109 | 16,4012 | 6,4553 | 2,42975 | 3,71747 | 845,09 | 56832,2 | 269 |
| **270** | 72900 | 19683000 | 16,4317 | 6,4633 | 2,43136 | 3,70370 | 848,23 | 57255,5 | **270** |
| 271 | 73441 | 19902511 | 16,4621 | 6,4713 | 2,43297 | 3,69004 | 851,37 | 57680,4 | 271 |
| 272 | 73984 | 20123648 | 16,4924 | 6,4792 | 2,43457 | 3,67647 | 854,51 | 58106,9 | 272 |
| 273 | 74529 | 20346417 | 16,5227 | 6,4872 | 2,43616 | 3,66300 | 857,65 | 58534,9 | 273 |
| 274 | 75076 | 20570824 | 16,5529 | 6,4951 | 2,43775 | 3,64964 | 860,80 | 58964,6 | 274 |
| 275 | 75625 | 20796875 | 16,5831 | 6,5030 | 2,43933 | 3,63636 | 863,94 | 59395,7 | 275 |
| 276 | 76176 | 21024576 | 16,6132 | 6,5108 | 2,44091 | 3,62319 | 867,08 | 59828,5 | 276 |
| 277 | 76729 | 21253933 | 16,6433 | 6,5187 | 2,44248 | 3,61011 | 870,22 | 60262,8 | 277 |
| 278 | 77284 | 21484952 | 16,6733 | 6,5265 | 2,44404 | 3,59712 | 873,36 | 60698,7 | 278 |
| 279 | 77841 | 21717639 | 16,7033 | 6,5343 | 2,44560 | 3,58423 | 876,50 | 61136,2 | 279 |
| **280** | 78400 | 21952000 | 16,7332 | 6,5421 | 2,44716 | 3,57143 | 879,65 | 61575,2 | **280** |
| 281 | 78961 | 22188041 | 16,7631 | 6,5499 | 2,44871 | 3,55872 | 882,79 | 62015,8 | 281 |
| 282 | 79524 | 22425768 | 16,7929 | 6,5577 | 2,45025 | 3,54610 | 885,93 | 62458,0 | 282 |
| 283 | 80089 | 22665187 | 16,8226 | 6,5654 | 2,45179 | 3,53357 | 889,07 | 62901,8 | 283 |
| 284 | 80656 | 22906304 | 16,8523 | 6,5731 | 2,45332 | 3,52113 | 892,21 | 63347,1 | 284 |
| 285 | 81225 | 23149125 | 16,8819 | 6,5808 | 2,45484 | 3,50877 | 895,35 | 63794,0 | 285 |
| 286 | 81796 | 23393656 | 16,9115 | 6,5885 | 2,45637 | 3,49650 | 898,50 | 64242,4 | 286 |
| 287 | 82369 | 23639903 | 16,9411 | 6,5962 | 2,45788 | 3,48432 | 901,64 | 64692,5 | 287 |
| 288 | 82944 | 23887872 | 16,9706 | 6,6039 | 2,45939 | 3,47222 | 904,78 | 65144,1 | 288 |
| 289 | 83521 | 24137569 | 17,0000 | 6,6115 | 2,46090 | 3,46021 | 907,92 | 65597,2 | 289 |
| **290** | 84100 | 24389000 | 17,0294 | 6,6191 | 2,46240 | 3,44828 | 911,06 | 66052,0 | **290** |
| 291 | 84681 | 24642171 | 17,0587 | 6,6267 | 2,46389 | 3,43643 | 914,20 | 66508,3 | 291 |
| 292 | 85264 | 24897088 | 17,0880 | 6,6343 | 2,46538 | 3,42466 | 917,35 | 66966,2 | 292 |
| 293 | 85849 | 25153757 | 17,1172 | 6,6419 | 2,46687 | 3,41297 | 920,49 | 67425,6 | 293 |
| 294 | 86436 | 25412184 | 17,1464 | 6,6494 | 2,46835 | 3,40136 | 923,63 | 67886,7 | 294 |
| 295 | 87025 | 25672375 | 17,1756 | 6,6569 | 2,46982 | 3,38983 | 926,77 | 68349,3 | 295 |
| 296 | 87616 | 25934336 | 17,2047 | 6,6644 | 2,47129 | 3,37838 | 929,91 | 68813,4 | 296 |
| 297 | 88209 | 26198073 | 17,2337 | 6,6719 | 2,47276 | 3,36700 | 933,05 | 69279,2 | 297 |
| 298 | 88804 | 26463592 | 17,2627 | 6,6794 | 2,47422 | 3,35570 | 936,19 | 69746,5 | 298 |
| 299 | 89401 | 26730899 | 17,2916 | 6,6869 | 2,47567 | 3,34448 | 939,34 | 70215,4 | 299 |
| **300** | 90000 | 27000000 | 17,3205 | 6,6943 | 2,47712 | 3,33333 | 942,48 | 70685,8 | **300** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **300** | 90000 | 27000000 | 17,3205 | 6,6943 | 2,47712 | 3,33333 | 942,48 | 70685,8 | **300** |
| 301 | 90601 | 27270901 | 17,3494 | 6,7018 | 2,47857 | 3,32226 | 945,62 | 71157,9 | 301 |
| 302 | 91204 | 27543608 | 17,3781 | 6,7092 | 2,48001 | 3,31126 | 948,76 | 71631,5 | 302 |
| 303 | 91809 | 27818127 | 17,4069 | 6,7166 | 2,48144 | 3,30033 | 951,90 | 72106,6 | 303 |
| 304 | 92416 | 28094464 | 17,4356 | 6,7240 | 2,48287 | 3,28947 | 955,04 | 72583,4 | 304 |
| 305 | 93025 | 28372625 | 17,4642 | 6,7313 | 2,48430 | 3,27869 | 958,19 | 73061,7 | 305 |
| 306 | 93636 | 28652616 | 17,4929 | 6,7387 | 2,48572 | 3,26797 | 961,33 | 73541,5 | 306 |
| 307 | 94249 | 28934443 | 17,5214 | 6,7460 | 2,48714 | 3,25733 | 964,47 | 74023,0 | 307 |
| 308 | 94864 | 29218112 | 17,5499 | 6,7533 | 2,48855 | 3,24675 | 967,61 | 74506,0 | 308 |
| 309 | 95481 | 29503629 | 17,5784 | 6,7606 | 2,48996 | 3,23625 | 970,75 | 74990,6 | 309 |
| **310** | 96100 | 29791000 | 17,6068 | 6,7679 | 2,49136 | 3,22581 | 973,89 | 75476,8 | **310** |
| 311 | 96721 | 30080231 | 17,6352 | 6,7752 | 2,49276 | 3,21543 | 977,04 | 75964,5 | 311 |
| 312 | 97344 | 30371328 | 17,6635 | 6,7824 | 2,49415 | 3,20513 | 980,18 | 76453,8 | 312 |
| 313 | 97969 | 30664297 | 17,6918 | 6,7897 | 2,49554 | 3,19489 | 983,32 | 76944,7 | 313 |
| 314 | 98596 | 30959144 | 17,7200 | 6,7969 | 2,49693 | 3,18471 | 986,46 | 77437,1 | 314 |
| 315 | 99225 | 31255875 | 17,7482 | 6,8041 | 2,49831 | 3,17460 | 989,60 | 77931,1 | 315 |
| 316 | 99856 | 31554496 | 17,7764 | 6,8113 | 2,49969 | 3,16456 | 992,74 | 78426,7 | 316 |
| 317 | 100489 | 31855013 | 17,8045 | 6,8185 | 2,50106 | 3,15457 | 995,88 | 78923,9 | 317 |
| 318 | 101124 | 32157432 | 17,8326 | 6,8256 | 2,50243 | 3,14465 | 999,03 | 79422,6 | 318 |
| 319 | 101761 | 32461759 | 17,8606 | 6,8328 | 2,50379 | 3,13480 | 1002,2 | 79922,9 | 319 |
| **320** | 102400 | 32768000 | 17,8885 | 6,8399 | 2,50515 | 3,12500 | 1005,3 | 80424,8 | **320** |
| 321 | 103041 | 33076161 | 17,9165 | 6,8470 | 2,50651 | 3,11526 | 1008,5 | 80928,2 | 321 |
| 322 | 103684 | 33386248 | 17,9444 | 6,8541 | 2,50786 | 3,10559 | 1011,6 | 81433,2 | 322 |
| 323 | 104329 | 33698267 | 17,9722 | 6,8612 | 2,50920 | 3,09598 | 1014,7 | 81939,8 | 323 |
| 324 | 104976 | 34012224 | 18,0000 | 6,8683 | 2,51055 | 3,08642 | 1017,9 | 82448,0 | 324 |
| 325 | 105625 | 34328125 | 18,0278 | 6,8753 | 2,51188 | 3,07692 | 1021,0 | 82957,7 | 325 |
| 326 | 106276 | 34645976 | 18,0555 | 6,8824 | 2,51322 | 3,06748 | 1024,2 | 83469,0 | 326 |
| 327 | 106929 | 34965783 | 18,0831 | 6,8894 | 2,51455 | 3,05810 | 1027,3 | 83981,8 | 327 |
| 328 | 107584 | 35287552 | 18,1108 | 6,8964 | 2,51587 | 3,04878 | 1030,4 | 84496,3 | 328 |
| 329 | 108241 | 35611289 | 18,1384 | 6,9034 | 2,51720 | 3,03951 | 1033,6 | 85012,3 | 329 |
| **330** | 108900 | 35937000 | 18,1659 | 6,9104 | 2,51851 | 3,03030 | 1036,7 | 85529,9 | **330** |
| 331 | 109561 | 36264691 | 18,1934 | 6,9174 | 2,51983 | 3,02115 | 1039,9 | 86049,0 | 331 |
| 332 | 110224 | 36594368 | 18,2209 | 6,9244 | 2,52114 | 3,01205 | 1043,0 | 86569,7 | 332 |
| 333 | 110889 | 36926037 | 18,2483 | 6,9313 | 2,52244 | 3,00300 | 1046,2 | 87092,0 | 333 |
| 334 | 111556 | 37259704 | 18,2757 | 6,9382 | 2,52375 | 2,99401 | 1049,3 | 87615,9 | 334 |
| 335 | 112225 | 37595375 | 18,3030 | 6,9451 | 2,52504 | 2,98507 | 1052,4 | 88141,3 | 335 |
| 336 | 112896 | 37933056 | 18,3303 | 6,9521 | 2,52634 | 2,97619 | 1055,6 | 88668,3 | 336 |
| 337 | 113569 | 38272753 | 18,3576 | 6,9589 | 2,52763 | 2,96736 | 1058,7 | 89196,9 | 337 |
| 338 | 114244 | 38614472 | 18,3848 | 6,9658 | 2,52892 | 2,95858 | 1061,9 | 89727,0 | 338 |
| 339 | 114921 | 38958219 | 18,4120 | 6,9727 | 2,53020 | 2,94985 | 1065,0 | 90258,7 | 339 |
| **340** | 115600 | 39304000 | 18,4391 | 6,9795 | 2,53148 | 2,94118 | 1068,1 | 90792,0 | **340** |
| 341 | 116281 | 39651821 | 18,4662 | 6,9864 | 2,53275 | 2,93255 | 1071,3 | 91326,9 | 341 |
| 342 | 116964 | 40001688 | 18,4932 | 6,9932 | 2,53403 | 2,92398 | 1074,4 | 91863,3 | 342 |
| 343 | 117649 | 40353607 | 18,5203 | 7,0000 | 2,53529 | 2,91545 | 1077,6 | 92401,3 | 343 |
| 344 | 118336 | 40707584 | 18,5472 | 7,0068 | 2,53656 | 2,90698 | 1080,7 | 92940,9 | 344 |
| 345 | 119025 | 41063625 | 18,5742 | 7,0136 | 2,53782 | 2,89855 | 1083,8 | 93482,0 | 345 |
| 346 | 119716 | 41421736 | 18,6011 | 7,0203 | 2,53908 | 2,89017 | 1087,0 | 94024,7 | 346 |
| 347 | 120409 | 41781923 | 18,6279 | 7,0271 | 2,54033 | 2,88184 | 1090,1 | 94569,0 | 347 |
| 348 | 121104 | 42144192 | 18,6548 | 7,0338 | 2,54158 | 2,87356 | 1093,3 | 95114,9 | 348 |
| 349 | 121801 | 42508549 | 18,6815 | 7,0406 | 2,54283 | 2,86533 | 1096,4 | 95662,3 | 349 |
| **350** | 122500 | 42875000 | 18,7083 | 7,0473 | 2,54407 | 2,85714 | 1099,6 | 96211,3 | **350** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **350** | 122500 | 42875000 | 18,7083 | 7,0473 | 2,54407 | 2,85714 | 1099,6 | 96211,3 | **350** |
| 351 | 123201 | 43243551 | 18,7350 | 7,0540 | 2,54531 | 2,84900 | 1102,7 | 96761,8 | 351 |
| 352 | 123904 | 43614208 | 18,7617 | 7,0607 | 2,54654 | 2,84091 | 1105,8 | 97314,0 | 352 |
| 353 | 124609 | 43986977 | 18,7883 | 7,0674 | 2,54777 | 2,83286 | 1109,0 | 97867,7 | 353 |
| 354 | 125316 | 44361864 | 18,8149 | 7,0740 | 2,54900 | 2,82486 | 1112,1 | 98423,0 | 354 |
| 355 | 126025 | 44738875 | 18,8414 | 7,0807 | 2,55023 | 2,81690 | 1115,3 | 98979,8 | 355 |
| 356 | 126736 | 45118016 | 18,8680 | 7,0873 | 2,55145 | 2,80899 | 1118,4 | 99538,2 | 356 |
| 357 | 127449 | 45499293 | 18,8944 | 7,0940 | 2,55267 | 2,80112 | 1121,5 | 100098 | 357 |
| 358 | 128164 | 45882712 | 18,9209 | 7,1006 | 2,55388 | 2,79330 | 1124,7 | 100660 | 358 |
| 359 | 128881 | 46268279 | 18,9473 | 7,1072 | 2,55509 | 2,78552 | 1127,8 | 101223 | 359 |
| **360** | 129600 | 46656000 | 18,9737 | 7,1138 | 2,55630 | 2,77778 | 1131,0 | 101788 | **360** |
| 361 | 130321 | 47045881 | 19,0000 | 7,1204 | 2,55751 | 2,77008 | 1134,1 | 102354 | 361 |
| 362 | 131044 | 47437928 | 19,0263 | 7,1269 | 2,55871 | 2,76243 | 1137,3 | 102922 | 362 |
| 363 | 131769 | 47832147 | 19,0526 | 7,1335 | 2,55991 | 2,75482 | 1140,4 | 103491 | 363 |
| 364 | 132496 | 48228544 | 19,0788 | 7,1400 | 2,56110 | 2,74725 | 1143,5 | 104062 | 364 |
| 365 | 133225 | 48627125 | 19,1050 | 7,1466 | 2,56229 | 2,73973 | 1146,7 | 104635 | 365 |
| 366 | 133956 | 49027896 | 19,1311 | 7,1531 | 2,56348 | 2,73224 | 1149,8 | 105209 | 366 |
| 367 | 134689 | 49430863 | 19,1572 | 7,1596 | 2,56467 | 2,72480 | 1153,0 | 105785 | 367 |
| 368 | 135424 | 49836032 | 19,1833 | 7,1661 | 2,56585 | 2,71739 | 1156,1 | 106362 | 368 |
| 369 | 136161 | 50243409 | 19,2094 | 7,1726 | 2,56703 | 2,71003 | 1159,2 | 106941 | 369 |
| **370** | 136900 | 50653000 | 19,2354 | 7,1791 | 2,56820 | 2,70270 | 1162,4 | 107521 | **370** |
| 371 | 137641 | 51064811 | 19,2614 | 7,1855 | 2,56937 | 2,69542 | 1165,5 | 108103 | 371 |
| 372 | 138384 | 51478848 | 19,2873 | 7,1920 | 2,57054 | 2,68817 | 1168,7 | 108687 | 372 |
| 373 | 139129 | 51895117 | 19,3132 | 7,1984 | 2,57171 | 2,68097 | 1171,8 | 109272 | 373 |
| 374 | 139876 | 52313624 | 19,3391 | 7,2048 | 2,57287 | 2,67380 | 1175,0 | 109858 | 374 |
| 375 | 140625 | 52734375 | 19,3649 | 7,2112 | 2,57403 | 2,66667 | 1178,1 | 110447 | 375 |
| 376 | 141376 | 53157376 | 19,3907 | 7,2177 | 2,57519 | 2,65957 | 1181,2 | 111036 | 376 |
| 377 | 142129 | 53582633 | 19,4165 | 7,2240 | 2,57634 | 2,65252 | 1184,4 | 111628 | 377 |
| 378 | 142884 | 54010152 | 19,4422 | 7,2304 | 2,57749 | 2,64550 | 1187,5 | 112221 | 378 |
| 379 | 143641 | 54439939 | 19,4679 | 7,2368 | 2,57864 | 2,63852 | 1190,7 | 112815 | 379 |
| **380** | 144400 | 54872000 | 19,4936 | 7,2432 | 2,57978 | 2,63158 | 1193,8 | 113411 | **380** |
| 381 | 145161 | 55306341 | 19,5192 | 7,2495 | 2,58092 | 2,62467 | 1196,9 | 114009 | 381 |
| 382 | 145924 | 55742968 | 19,5448 | 7,2558 | 2,58206 | 2,61780 | 1200,1 | 114608 | 382 |
| 383 | 146689 | 56181887 | 19,5704 | 7,2622 | 2,58320 | 2,61097 | 1203,2 | 115209 | 383 |
| 384 | 147456 | 56623104 | 19,5959 | 7,2685 | 2,58433 | 2,60417 | 1206,4 | 115812 | 384 |
| 385 | 148225 | 57066625 | 19,6214 | 7,2748 | 2,58546 | 2,59740 | 1209,5 | 116416 | 385 |
| 386 | 148996 | 57512456 | 19,6469 | 7,2811 | 2,58659 | 2,59067 | 1212,7 | 117021 | 386 |
| 387 | 149769 | 57960603 | 19,6723 | 7,2874 | 2,58771 | 2,58398 | 1215,8 | 117628 | 387 |
| 388 | 150544 | 58411072 | 19,6977 | 7,2936 | 2,58883 | 2,57732 | 1218,9 | 118237 | 388 |
| 389 | 151321 | 58863869 | 19,7231 | 7,2999 | 2,58995 | 2,57069 | 1222,1 | 118847 | 389 |
| **390** | 152100 | 59319000 | 19,7484 | 7,3061 | 2,59106 | 2,56410 | 1225,2 | 119459 | **390** |
| 391 | 152881 | 59776471 | 19,7737 | 7,3124 | 2,59218 | 2,55754 | 1228,4 | 120072 | 391 |
| 392 | 153664 | 60236288 | 19,7990 | 7,3186 | 2,59329 | 2,55102 | 1231,5 | 120687 | 392 |
| 393 | 154449 | 60698457 | 19,8242 | 7,3248 | 2,59439 | 2,54453 | 1234,6 | 121304 | 393 |
| 394 | 155236 | 61162984 | 19,8494 | 7,3310 | 2,59550 | 2,53807 | 1237,8 | 121922 | 394 |
| 395 | 156025 | 61629875 | 19,8746 | 7,3372 | 2,59660 | 2,53165 | 1240,9 | 122542 | 395 |
| 396 | 156816 | 62099136 | 19,8997 | 7,3434 | 2,59770 | 2,52525 | 1244,1 | 123163 | 396 |
| 397 | 157609 | 62570773 | 19,9249 | 7,3496 | 2,59879 | 2,51889 | 1247,2 | 123786 | 397 |
| 398 | 158404 | 63044792 | 19,9499 | 7,3558 | 2,59988 | 2,51256 | 1250,4 | 124410 | 398 |
| 399 | 159201 | 63521199 | 19,9750 | 7,3619 | 2,60097 | 2,50627 | 1253,5 | 125036 | 399 |
| **400** | 160000 | 64000000 | 20,0000 | 7,3681 | 2,60206 | 2,50000 | 1256,6 | 125664 | **400** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **400** | 160000 | 64000000 | 20,0000 | 7,3681 | 2,60206 | 2,50000 | 1256,6 | 125664 | **400** |
| 401 | 160801 | 64481201 | 20,0250 | 7,3742 | 2,60314 | 2,49377 | 1259,8 | 126293 | 401 |
| 402 | 161604 | 64964808 | 20,0499 | 7,3803 | 2,60423 | 2,48756 | 1262,9 | 126923 | 402 |
| 403 | 162409 | 65450827 | 20,0749 | 7,3864 | 2,60531 | 2,48139 | 1266,1 | 127556 | 403 |
| 404 | 163216 | 65939264 | 20,0998 | 7,3925 | 2,60638 | 2,47525 | 1269,2 | 128190 | 404 |
| 405 | 164025 | 66430125 | 20,1246 | 7,3986 | 2,60746 | 2,46914 | 1272,3 | 128825 | 405 |
| 406 | 164836 | 66923416 | 20,1494 | 7,4047 | 2,60853 | 2,46305 | 1275,5 | 129462 | 406 |
| 407 | 165649 | 67419143 | 20,1742 | 7,4108 | 2,60959 | 2,45700 | 1278,6 | 130100 | 407 |
| 408 | 166464 | 67917312 | 20,1990 | 7,4169 | 2,61066 | 2,45098 | 1281,8 | 130741 | 408 |
| 409 | 167281 | 68417929 | 20,2237 | 7,4229 | 2,61172 | 2,44499 | 1284,9 | 131382 | 409 |
| **410** | 168100 | 68921000 | 20,2485 | 7,4290 | 2,61278 | 2,43902 | 1288,1 | 132025 | **410** |
| 411 | 168921 | 69426531 | 20,2731 | 7,4350 | 2,61384 | 2,43309 | 1291,2 | 132670 | 411 |
| 412 | 169744 | 69934528 | 20,2978 | 7,4410 | 2,61490 | 2,42718 | 1294,3 | 133317 | 412 |
| 413 | 170569 | 70444997 | 20,3224 | 7,4470 | 2,61595 | 2,42131 | 1297,5 | 133965 | 413 |
| 414 | 171396 | 70957944 | 20,3470 | 7,4530 | 2,61700 | 2,41546 | 1300,6 | 134614 | 414 |
| 415 | 172225 | 71473375 | 20,3715 | 7,4590 | 2,61805 | 2,40964 | 1303,8 | 135265 | 415 |
| 416 | 173056 | 71991296 | 20,3961 | 7,4650 | 2,61909 | 2,40385 | 1306,9 | 135918 | 416 |
| 417 | 173889 | 72511713 | 20,4206 | 7,4710 | 2,62014 | 2,39808 | 1310,0 | 136572 | 417 |
| 418 | 174724 | 73034632 | 20,4450 | 7,4770 | 2,62118 | 2,39234 | 1313,2 | 137228 | 418 |
| 419 | 175561 | 73560059 | 20,4695 | 7,4829 | 2,62221 | 2,38663 | 1316,3 | 137885 | 419 |
| **420** | 176400 | 74088000 | 20,4939 | 7,4889 | 2,62325 | 2,38095 | 1319,5 | 138544 | **420** |
| 421 | 177241 | 74618461 | 20,5183 | 7,4948 | 2,62428 | 2,37530 | 1322,6 | 139205 | 421 |
| 422 | 178084 | 75151448 | 20,5426 | 7,5007 | 2,62531 | 2,36967 | 1325,8 | 139867 | 422 |
| 423 | 178929 | 75686967 | 20,5670 | 7,5067 | 2,62634 | 2,36407 | 1328,9 | 140531 | 423 |
| 424 | 179776 | 76225024 | 20,5913 | 7,5126 | 2,62737 | 2,35849 | 1332,0 | 141196 | 424 |
| 425 | 180625 | 76765625 | 20,6155 | 7,5185 | 2,62839 | 2,35294 | 1335,2 | 141863 | 425 |
| 426 | 181476 | 77308776 | 20,6398 | 7,5244 | 2,62941 | 2,34742 | 1338,3 | 142531 | 426 |
| 427 | 182329 | 77854483 | 20,6640 | 7,5302 | 2,63043 | 2,34192 | 1341,5 | 143201 | 427 |
| 428 | 183184 | 78402752 | 20,6882 | 7,5361 | 2,63144 | 2,33645 | 1344,6 | 143872 | 428 |
| 429 | 184041 | 78953589 | 20,7123 | 7,5420 | 2,63246 | 2,33100 | 1347,7 | 144545 | 429 |
| **430** | 184900 | 79507000 | 20,7364 | 7,5478 | 2,63347 | 2,32558 | 1350,9 | 145220 | **430** |
| 431 | 185761 | 80062991 | 20,7605 | 7,5537 | 2,63448 | 2,32019 | 1354,0 | 145896 | 431 |
| 432 | 186624 | 80621568 | 20,7846 | 7,5595 | 2,63548 | 2,31481 | 1357,2 | 146574 | 432 |
| 433 | 187489 | 81182737 | 20,8087 | 7,5654 | 2,63649 | 2,30947 | 1360,3 | 147254 | 433 |
| 434 | 188356 | 81746504 | 20,8327 | 7,5712 | 2,63749 | 2,30415 | 1363,5 | 147934 | 434 |
| 435 | 189225 | 82312875 | 20,8567 | 7,5770 | 2,63849 | 2,29885 | 1366,6 | 148617 | 435 |
| 436 | 190096 | 82881856 | 20,8806 | 7,5828 | 2,63949 | 2,29358 | 1369,7 | 149301 | 436 |
| 437 | 190969 | 83453453 | 20,9045 | 7,5886 | 2,64048 | 2,28833 | 1372,9 | 149987 | 437 |
| 438 | 191844 | 84027672 | 20,9284 | 7,5944 | 2,64147 | 2,28311 | 1376,0 | 150674 | 438 |
| 439 | 192721 | 84604519 | 20,9523 | 7,6001 | 2,64246 | 2,27790 | 1379,2 | 151363 | 439 |
| **440** | 193600 | 85184000 | 20,9762 | 7,6059 | 2,64345 | 2,27273 | 1382,3 | 152053 | **440** |
| 441 | 194481 | 85766121 | 21,0000 | 7,6117 | 2,64444 | 2,26757 | 1385,4 | 152745 | 441 |
| 442 | 195364 | 86350888 | 21,0238 | 7,6174 | 2,64542 | 2,26244 | 1388,6 | 153439 | 442 |
| 443 | 196249 | 86938307 | 21,0476 | 7,6232 | 2,64640 | 2,25734 | 1391,7 | 154134 | 443 |
| 444 | 197136 | 87528384 | 21,0713 | 7,6289 | 2,64738 | 2,25225 | 1394,9 | 154830 | 444 |
| 445 | 198025 | 88121125 | 21,0950 | 7,6346 | 2,64836 | 2,24719 | 1398,0 | 155528 | 445 |
| 446 | 198916 | 88716536 | 21,1187 | 7,6403 | 2,64933 | 2,24215 | 1401,2 | 156228 | 446 |
| 447 | 199809 | 89314623 | 21,1424 | 7,6460 | 2,65031 | 2,23714 | 1404,3 | 156930 | 447 |
| 448 | 200704 | 89915392 | 21,1660 | 7,6517 | 2,65128 | 2,23214 | 1407,4 | 157633 | 448 |
| 449 | 201601 | 90518849 | 21,1896 | 7,6574 | 2,65225 | 2,22717 | 1410,6 | 158337 | 449 |
| **450** | 202500 | 91125000 | 21,2132 | 7,6631 | 2,65321 | 2,22222 | 1413,7 | 159043 | **450** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **450** | 202500 | 91125000 | 21,2132 | 7,6631 | 2,65321 | 2,22222 | 1413,7 | 159043 | **450** |
| 451 | 203401 | 91733851 | 21,2368 | 7,6688 | 2,65418 | 2,21729 | 1416,9 | 159751 | 451 |
| 452 | 204304 | 92345408 | 21,2603 | 7,6744 | 2,65514 | 2,21239 | 1420,0 | 160460 | 452 |
| 453 | 205209 | 92959677 | 21,2838 | 7,6801 | 2,65610 | 2,20751 | 1423,1 | 161171 | 453 |
| 454 | 206116 | 93576664 | 21,3073 | 7,6857 | 2,65706 | 2,20264 | 1426,3 | 161883 | 454 |
| 455 | 207025 | 94196375 | 21,3307 | 7,6914 | 2,65801 | 2,19780 | 1429,4 | 162597 | 455 |
| 456 | 207936 | 94818516 | 21,3542 | 7,6970 | 2,65896 | 2,19298 | 1432,6 | 163313 | 456 |
| 457 | 208849 | 95443993 | 21,3776 | 7,7026 | 2,65992 | 2,18818 | 1435,7 | 164030 | 457 |
| 458 | 209764 | 96071912 | 21,4009 | 7,7082 | 2,66087 | 2,18341 | 1438,8 | 164748 | 458 |
| 459 | 210681 | 96702579 | 21,4243 | 7,7138 | 2,66181 | 2,17865 | 1442,0 | 165468 | 459 |
| **460** | 211600 | 97336000 | 21,4476 | 7,7194 | 2,66276 | 2,17391 | 1445,1 | 166190 | **460** |
| 461 | 212521 | 97972181 | 21,4709 | 7,7250 | 2,66370 | 2,16920 | 1448,3 | 166914 | 461 |
| 462 | 213444 | 98611128 | 21,4942 | 7,7306 | 2,66464 | 2,16450 | 1451,4 | 167639 | 462 |
| 463 | 214369 | 99252847 | 21,5174 | 7,7362 | 2,66558 | 2,15983 | 1454,6 | 168365 | 463 |
| 464 | 215296 | 99897344 | 21,5407 | 7,7418 | 2,66652 | 2,15517 | 1457,7 | 169093 | 464 |
| 465 | 216225 | 100544625 | 21,5639 | 7,7473 | 2,66745 | 2,15054 | 1460,8 | 169823 | 465 |
| 466 | 217156 | 101194696 | 21,5870 | 7,7529 | 2,66839 | 2,14592 | 1464,0 | 170554 | 466 |
| 467 | 218089 | 101847563 | 21,6102 | 7,7584 | 2,66932 | 2,14133 | 1467,1 | 171287 | 467 |
| 468 | 219024 | 102503232 | 21,6333 | 7,7639 | 2,67025 | 2,13675 | 1470,3 | 172021 | 468 |
| 469 | 219961 | 103161709 | 21,6564 | 7,7695 | 2,67117 | 2,13220 | 1473,4 | 172757 | 469 |
| **470** | 220900 | 103823000 | 21,6795 | 7,7750 | 2,67210 | 2,12766 | 1476,5 | 173494 | **470** |
| 471 | 221841 | 104487111 | 21,7025 | 7,7805 | 2,67302 | 2,12314 | 1479,7 | 174234 | 471 |
| 472 | 222784 | 105154048 | 21,7256 | 7,7860 | 2,67394 | 2,11864 | 1482,8 | 174974 | 472 |
| 473 | 223729 | 105823817 | 21,7486 | 7,7915 | 2,67486 | 2,11416 | 1486,0 | 175716 | 473 |
| 474 | 224676 | 106496424 | 21,7715 | 7,7970 | 2,67578 | 2,10970 | 1489,1 | 176460 | 474 |
| 475 | 225625 | 107171875 | 21,7945 | 7,8025 | 2,67669 | 2,10526 | 1492,3 | 177205 | 475 |
| 476 | 226576 | 107850176 | 21,8174 | 7,8079 | 2,67761 | 2,10084 | 1495,4 | 177952 | 476 |
| 477 | 227529 | 108531333 | 21,8403 | 7,8134 | 2,67852 | 2,09644 | 1498,5 | 178701 | 477 |
| 478 | 228484 | 109215352 | 21,8632 | 7,8188 | 2,67943 | 2,09205 | 1501,7 | 179451 | 478 |
| 479 | 229441 | 109902239 | 21,8861 | 7,8243 | 2,68034 | 2,08768 | 1504,8 | 180203 | 479 |
| **480** | 230400 | 110592000 | 21,9089 | 7,8297 | 2,68124 | 2,08333 | 1508,0 | 180956 | **480** |
| 481 | 231361 | 111284641 | 21,9317 | 7,8352 | 2,68215 | 2,07900 | 1511,1 | 181711 | 481 |
| 482 | 232324 | 111980168 | 21,9545 | 7,8406 | 2,68305 | 2,07469 | 1514,2 | 182467 | 482 |
| 483 | 233289 | 112678587 | 21,9773 | 7,8460 | 2,68395 | 2,07039 | 1517,4 | 183225 | 483 |
| •484 | 234256 | 113379904 | 22,0000 | 7,8514 | 2,68485 | 2,06612 | 1520,5 | 183984 | 484 |
| 485 | 235225 | 114084125 | 22,0227 | 7,8568 | 2,68574 | 2,06186 | 1523,7 | 184745 | 485 |
| 486 | 236196 | 114791256 | 22,0454 | 7,8622 | 2,68664 | 2,05761 | 1526,8 | 185508 | 486 |
| 487 | 237169 | 115501303 | 22,0681 | 7,8676 | 2,68753 | 2,05339 | 1530,0 | 186272 | 487 |
| 488 | 238144 | 116214272 | 22,0907 | 7,8730 | 2,68842 | 2,04918 | 1533,1 | 187038 | 488 |
| 489 | 239121 | 116930169 | 22,1133 | 7,8784 | 2,68931 | 2,04499 | 1536,2 | 187805 | 489 |
| **490** | 240100 | 117649000 | 22,1359 | 7,8837 | 2,69020 | 2,04082 | 1539,4 | 188574 | **490** |
| 491 | 241081 | 118370771 | 22,1585 | 7,8891 | 2,69108 | 2,03666 | 1542,5 | 189345 | 491 |
| 492 | 242064 | 119095488 | 22,1811 | 7,8944 | 2,69197 | 2,03252 | 1545,7 | 190117 | 492 |
| 493 | 243049 | 119823157 | 22,2036 | 7,8998 | 2,69285 | 2,02840 | 1548,8 | 190890 | 493 |
| 494 | 244036 | 120553784 | 22,2261 | 7,9051 | 2,69373 | 2,02429 | 1551,9 | 191665 | 494 |
| 495 | 245025 | 121287375 | 22,2486 | 7,9105 | 2,69461 | 2,02020 | 1555,1 | 192442 | 495 |
| 496 | 246016 | 122023936 | 22,2711 | 7,9158 | 2,69548 | 2,01613 | 1558,2 | 193221 | 496 |
| 497 | 247009 | 122763473 | 22,2935 | 7,9211 | 2,69636 | 2,01207 | 1561,4 | 194000 | 497 |
| 498 | 248004 | 123505992 | 22,3159 | 7,9264 | 2,69723 | 2,00803 | 1564,5 | 194782 | 498 |
| 499 | 249001 | 124251499 | 22,3383 | 7,9317 | 2,69810 | 2,00401 | 1567,7 | 195565 | 499 |
| **500** | 250000 | 125000000 | 22,3607 | 7,9370 | 2,69897 | 2,00000 | 1570,8 | 196350 | **500** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **500** | 250000 | 125000000 | 22,3607 | 7,9370 | 2,69897 | 2,00000 | 1570,8 | 196350 | **500** |
| 501 | 251001 | 125751501 | 22,3830 | 7,9423 | 2,69984 | 1,99601 | 1573,9 | 197136 | 501 |
| 502 | 252004 | 126506008 | 22,4054 | 7,9476 | 2,70070 | 1,99203 | 1577,1 | 197923 | 502 |
| 503 | 253009 | 127263527 | 22,4277 | 7,9528 | 2,70157 | 1,98807 | 1580,2 | 198713 | 503 |
| 504 | 254016 | 128024064 | 22,4499 | 7,9581 | 2,70243 | 1,98413 | 1583,4 | 199504 | 504 |
| 505 | 255025 | 128787625 | 22,4722 | 7,9634 | 2,70329 | 1,98020 | 1586,5 | 200296 | 505 |
| 506 | 256036 | 129554216 | 22,4944 | 7,9686 | 2,70415 | 1,97628 | 1589,6 | 201090 | 506 |
| 507 | 257049 | 130323843 | 22,5167 | 7,9739 | 2,70501 | 1,97239 | 1592,8 | 201886 | 507 |
| 508 | 258064 | 131096512 | 22,5389 | 7,9791 | 2,70586 | 1,96850 | 1595,9 | 202683 | 508 |
| 509 | 259081 | 131872229 | 22,5610 | 7,9843 | 2,70672 | 1,96464 | 1599,1 | 203482 | 509 |
| **510** | 260100 | 132651000 | 22,5832 | 7,9896 | 2,70757 | 1,96078 | 1602,2 | 204282 | **510** |
| 511 | 261121 | 133432831 | 22,6053 | 7,9948 | 2,70842 | 1,95695 | 1605,4 | 205084 | 511 |
| 512 | 262144 | 134217728 | 22,6274 | 8,0000 | 2,70927 | 1,95312 | 1608,5 | 205887 | 512 |
| 513 | 263169 | 135005697 | 22,6495 | 8,0052 | 2,71012 | 1,94932 | 1611,6 | 206692 | 513 |
| 514 | 264196 | 135796744 | 22,6716 | 8,0104 | 2,71096 | 1,94553 | 1614,8 | 207499 | 514 |
| 515 | 265225 | 136590875 | 22,6936 | 8,0156 | 2,71181 | 1,94175 | 1617,9 | 208307 | 515 |
| 516 | 266256 | 137388096 | 22,7156 | 8,0208 | 2,71265 | 1,93798 | 1621,1 | 209117 | 516 |
| 517 | 267289 | 138188413 | 22,7376 | 8,0260 | 2,71349 | 1,93424 | 1624,2 | 209928 | 517 |
| 518 | 268324 | 138991832 | 22,7596 | 8,0311 | 2,71433 | 1,93050 | 1627,3 | 210741 | 518 |
| 519 | 269361 | 139798359 | 22,7816 | 8,0363 | 2,71517 | 1,92678 | 1630,5 | 211556 | 519 |
| **520** | 270400 | 140608000 | 22,8035 | 8,0415 | 2,71600 | 1,92308 | 1633,6 | 212372 | **520** |
| 521 | 271441 | 141420761 | 22,8254 | 8,0466 | 2,71684 | 1,91939 | 1636,8 | 213189 | 521 |
| 522 | 272484 | 142236648 | 22,8473 | 8,0517 | 2,71767 | 1,91571 | 1639,9 | 214008 | 522 |
| 523 | 273529 | 143055667 | 22,8692 | 8,0569 | 2,71850 | 1,91205 | 1643,1 | 214829 | 523 |
| 524 | 274576 | 143877824 | 22,8910 | 8,0620 | 2,71933 | 1,90840 | 1646,2 | 215651 | 524 |
| 525 | 275625 | 144703125 | 22,9129 | 8,0671 | 2,72016 | 1,90476 | 1649,3 | 216475 | 525 |
| 526 | 276676 | 145531576 | 22,9347 | 8,0723 | 2,72099 | 1,90114 | 1652,5 | 217301 | 526 |
| 527 | 277729 | 146363183 | 22,9565 | 8,0774 | 2,72181 | 1,89753 | 1655,6 | 218128 | 527 |
| 528 | 278784 | 147197952 | 22,9783 | 8,0825 | 2,72263 | 1,89394 | 1658,8 | 218956 | 528 |
| 529 | 279841 | 148035889 | 23,0000 | 8,0876 | 2,72346 | 1,89036 | 1661,9 | 219787 | 529 |
| **530** | 280900 | 148877000 | 23,0217 | 8,0927 | 2,72428 | 1,88679 | 1665,0 | 220618 | **530** |
| 531 | 281961 | 149721291 | 23,0434 | 8,0978 | 2,72509 | 1,88324 | 1668,2 | 221452 | 531 |
| 532 | 283024 | 150568768 | 23,0651 | 8,1028 | 2,72591 | 1,87970 | 1671,3 | 222287 | 532 |
| 533 | 284089 | 151419437 | 23,0868 | 8,1079 | 2,72673 | 1,87617 | 1674,5 | 223123 | 533 |
| 534 | 285156 | 152273304 | 23,1084 | 8,1130 | 2,72754 | 1,87266 | 1677,6 | 223961 | 534 |
| 535 | 286225 | 153130375 | 23,1301 | 8,1180 | 2,72835 | 1,86916 | 1680,8 | 224801 | 535 |
| 536 | 287296 | 153990656 | 23,1517 | 8,1231 | 2,72916 | 1,86567 | 1683,9 | 225642 | 536 |
| 537 | 288369 | 154854153 | 23,1733 | 8,1281 | 2,72997 | 1,86220 | 1687,0 | 226484 | 537 |
| 538 | 289444 | 155720872 | 23,1948 | 8,1332 | 2,73078 | 1,85874 | 1690,2 | 227329 | 538 |
| 539 | 290521 | 156590819 | 23,2164 | 8,1382 | 2,73159 | 1,85529 | 1693,3 | 228175 | 539 |
| **540** | 291600 | 157464000 | 23,2379 | 8,1433 | 2,73239 | 1,85185 | 1696,5 | 229022 | **540** |
| 541 | 292681 | 158340421 | 23,2594 | 8,1483 | 2,73320 | 1,84843 | 1699,6 | 229871 | 541 |
| 542 | 293764 | 159220088 | 23,2809 | 8,1533 | 2,73400 | 1,84502 | 1702,7 | 230722 | 542 |
| 543 | 294849 | 160103007 | 23,3024 | 8,1583 | 2,73480 | 1,84162 | 1705,9 | 231574 | 543 |
| 544 | 295936 | 160989184 | 23,3238 | 8,1633 | 2,73560 | 1,83824 | 1709,0 | 232428 | 544 |
| 545 | 297025 | 161878625 | 23,3452 | 8,1683 | 2,73640 | 1,83486 | 1712,2 | 233283 | 545 |
| 546 | 298116 | 162771336 | 23,3666 | 8,1733 | 2,73719 | 1,83150 | 1715,3 | 234140 | 546 |
| 547 | 299209 | 163667323 | 23,3880 | 8,1783 | 2,73799 | 1,82815 | 1718,5 | 234998 | 547 |
| 548 | 300304 | 164566592 | 23,4094 | 8,1833 | 2,73878 | 1,82482 | 1721,6 | 235858 | 548 |
| 549 | 301401 | 165469149 | 23,4307 | 8,1882 | 2,73957 | 1,82149 | 1724,7 | 236720 | 549 |
| **550** | 302500 | 166375000 | 23,4521 | 8,1932 | 2,74036 | 1,81818 | 1727,9 | 237583 | **550** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **550** | 302500 | 166375000 | 23,4521 | 8,1932 | 2,74036 | 1,81818 | 1727,9 | 237583 | **550** |
| 551 | 303601 | 167284151 | 23,4734 | 8,1982 | 2,74115 | 1,81488 | 1731,0 | 238448 | 551 |
| 552 | 304704 | 168196608 | 23,4947 | 8,2031 | 2,74194 | 1,81159 | 1734,2 | 239314 | 552 |
| 553 | 305809 | 169112377 | 23,5160 | 8,2081 | 2,74273 | 1,80832 | 1737,3 | 240182 | 553 |
| 554 | 306916 | 170031464 | 23,5372 | 8,2130 | 2,74351 | 1,80505 | 1740,4 | 241051 | 554 |
| 555 | 308025 | 170953875 | 23,5584 | 8,2180 | 2,74429 | 1,80180 | 1743,6 | 241922 | 555 |
| 556 | 309136 | 171879616 | 23,5797 | 8,2229 | 2,74507 | 1,79856 | 1746,7 | 242795 | 556 |
| 557 | 310249 | 172808693 | 23,6008 | 8,2278 | 2,74586 | 1,79533 | 1749,9 | 243669 | 557 |
| 558 | 311364 | 173741112 | 23,6220 | 8,2327 | 2,74663 | 1,79211 | 1753,0 | 244545 | 558 |
| 559 | 312481 | 174676879 | 23,6432 | 8,2377 | 2,74741 | 1,78891 | 1756,2 | 245422 | 559 |
| **560** | 313600 | 175616000 | 23,6643 | 8,2426 | 2,74819 | 1,78571 | 1759,3 | 246301 | **560** |
| 561 | 314721 | 176558481 | 23,6854 | 8,2475 | 2,74896 | 1,78253 | 1762,4 | 247181 | 561 |
| 562 | 315844 | 177504328 | 23,7065 | 8,2524 | 2,74974 | 1,77936 | 1765,6 | 248063 | 562 |
| 563 | 316969 | 178453547 | 23,7276 | 8,2573 | 2,75051 | 1,77620 | 1768,7 | 248947 | 563 |
| 564 | 318096 | 179406144 | 23,7487 | 8,2621 | 2,75128 | 1,77305 | 1771,9 | 249832 | 564 |
| 565 | 319225 | 180362125 | 23,7697 | 8,2670 | 2,75205 | 1,76991 | 1775,0 | 250719 | 565 |
| 566 | 320356 | 181321496 | 23,7908 | 8,2719 | 2,75282 | 1,76678 | 1778,1 | 251607 | 566 |
| 567 | 321489 | 182284263 | 23,8118 | 8,2768 | 2,75358 | 1,76367 | 1781,3 | 252497 | 567 |
| 568 | 322624 | 183250432 | 23,8328 | 8,2816 | 2,75435 | 1,76056 | 1784,4 | 253388 | 568 |
| 569 | 323761 | 184220009 | 23,8537 | 8,2865 | 2,75511 | 1,75747 | 1787,6 | 254281 | 569 |
| **570** | 324900 | 185193000 | 23,8747 | 8,2913 | 2,75587 | 1,75439 | 1790,7 | 255176 | **570** |
| 571 | 326041 | 186169411 | 23,8956 | 8,2962 | 2,75664 | 1,75131 | 1793,8 | 256072 | 571 |
| 572 | 327184 | 187149248 | 23,9165 | 8,3010 | 2,75740 | 1,74825 | 1797,0 | 256970 | 572 |
| 573 | 328329 | 188132517 | 23,9374 | 8,3059 | 2,75815 | 1,74520 | 1800,1 | 257869 | 573 |
| 574 | 329476 | 189119224 | 23,9583 | 8,3107 | 2,75891 | 1,74216 | 1803,3 | 258770 | 574 |
| 575 | 330625 | 190109375 | 23,9792 | 8,3155 | 2,75967 | 1,73913 | 1806,4 | 259672 | 575 |
| 576 | 331776 | 191102976 | 24,0000 | 8,3203 | 2,76042 | 1,73611 | 1809,6 | 260576 | 576 |
| 577 | 332929 | 192100033 | 24,0208 | 8,3251 | 2,76118 | 1,73310 | 1812,7 | 261482 | 577 |
| 578 | 334084 | 193100552 | 24,0416 | 8,3300 | 2,76193 | 1,73010 | 1815,8 | 262389 | 578 |
| 579 | 335241 | 194104539 | 24,0624 | 8,3348 | 2,76268 | 1,72712 | 1819,0 | 263298 | 579 |
| **580** | 336400 | 195112000 | 24,0832 | 8,3396 | 2,76343 | 1,72414 | 1822,1 | 264208 | **580** |
| 581 | 337561 | 196122941 | 24,1039 | 8,3443 | 2,76418 | 1,72117 | 1825,3 | 265120 | 581 |
| 582 | 338724 | 197137368 | 24,1247 | 8,3491 | 2,76492 | 1,71821 | 1828,4 | 266033 | 582 |
| 583 | 339889 | 198155287 | 24,1454 | 8,3539 | 2,76567 | 1,71527 | 1831,6 | 266948 | 583 |
| 584 | 341056 | 199176704 | 24,1661 | 8,3587 | 2,76641 | 1,71233 | 1834,7 | 267865 | 584 |
| 585 | 342225 | 200201625 | 24,1868 | 8,3634 | 2,76716 | 1,70940 | 1837,8 | 268783 | 585 |
| 586 | 343396 | 201230056 | 24,2074 | 8,3682 | 2,76790 | 1,70648 | 1841,0 | 269703 | 586 |
| 587 | 344569 | 202262003 | 24,2281 | 8,3730 | 2,76864 | 1,70358 | 1844,1 | 270624 | 587 |
| 588 | 345744 | 203297472 | 24,2487 | 8,3777 | 2,76938 | 1,70068 | 1847,3 | 271547 | 588 |
| 589 | 346921 | 204336469 | 24,2693 | 8,3825 | 2,77012 | 1,69779 | 1850,4 | 272471 | 589 |
| **590** | 348100 | 205379000 | 24,2899 | 8,3872 | 2,77085 | 1,69492 | 1853,5 | 273397 | **590** |
| 591 | 349281 | 206425071 | 24,3105 | 8,3919 | 2,77159 | 1,69205 | 1856,7 | 274325 | 591 |
| 592 | 350464 | 207474688 | 24,3311 | 8,3967 | 2,77232 | 1,68919 | 1859,8 | 275254 | 592 |
| 593 | 351649 | 208527857 | 24,3516 | 8,4014 | 2,77305 | 1,68634 | 1863,0 | 276184 | 593 |
| 594 | 352836 | 209584584 | 24,3721 | 8,4061 | 2,77379 | 1,68350 | 1866,1 | 277117 | 594 |
| 595 | 354025 | 210644875 | 24,3926 | 8,4108 | 2,77452 | 1,68067 | 1869,2 | 278051 | 595 |
| 596 | 355216 | 211708736 | 24,4131 | 8,4155 | 2,77525 | 1,67785 | 1872,4 | 278986 | 596 |
| 597 | 356409 | 212776173 | 24,4336 | 8,4202 | 2,77597 | 1,67504 | 1875,5 | 279923 | 597 |
| 598 | 357604 | 213847192 | 24,4540 | 8,4249 | 2,77670 | 1,67224 | 1878,7 | 280862 | 598 |
| 599 | 358801 | 214921799 | 24,4745 | 8,4296 | 2,77743 | 1,66945 | 1881,8 | 281802 | 599 |
| **600** | 360000 | 216000000 | 24,4949 | 8,4343 | 2,77815 | 1,66667 | 1885,0 | 282743 | **600** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **600** | 360000 | 216000000 | 24,4949 | 8,4343 | 2,77815 | 1,66667 | 1885,0 | 282743 | **600** |
| 601 | 361201 | 217081801 | 24,5153 | 8,4390 | 2,77887 | 1,66389 | 1888,1 | 283687 | 601 |
| 602 | 362404 | 218167208 | 24,5357 | 8,4437 | 2,77960 | 1,66113 | 1891,2 | 284631 | 602 |
| 603 | 363609 | 219256227 | 24,5561 | 8,4484 | 2,78032 | 1,65837 | 1894,4 | 285578 | 603 |
| 604 | 364816 | 220348864 | 24,5764 | 8,4530 | 2,78104 | 1,65563 | 1897,5 | 286526 | 604 |
| 605 | 366025 | 221445125 | 24,5967 | 8,4577 | 2,78176 | 1,65289 | 1900,7 | 287475 | 605 |
| 606 | 367236 | 222545016 | 24,6171 | 8,4623 | 2,78247 | 1,65017 | 1903,8 | 288426 | 606 |
| 607 | 368449 | 223648543 | 24,6374 | 8,4670 | 2,78319 | 1,64745 | 1906,9 | 289379 | 607 |
| 608 | 369664 | 224755712 | 24,6577 | 8,4716 | 2,78390 | 1,64474 | 1910,1 | 290333 | 608 |
| 609 | 370881 | 225866529 | 24,6779 | 8,4763 | 2,78462 | 1,64204 | 1913,2 | 291289 | 609 |
| **610** | 372100 | 226981000 | 24,6982 | 8,4809 | 2,78533 | 1,63934 | 1916,4 | 292247 | **610** |
| 611 | 373321 | 228099131 | 24,7184 | 8,4856 | 2,78604 | 1,63666 | 1919,5 | 293206 | 611 |
| 612 | 374544 | 229220928 | 24,7386 | 8,4902 | 2,78675 | 1,63399 | 1922,7 | 294166 | 612 |
| 613 | 375769 | 230346397 | 24,7588 | 8,4948 | 2,78746 | 1,63132 | 1925,8 | 295128 | 613 |
| 614 | 376996 | 231475544 | 24,7790 | 8,4994 | 2,78817 | 1,62866 | 1928,9 | 296092 | 614 |
| 615 | 378225 | 232608375 | 24,7992 | 8,5040 | 2,78888 | 1,62602 | 1932,1 | 297057 | 615 |
| 616 | 379456 | 233744896 | 24,8193 | 8,5086 | 2,78958 | 1,62338 | 1935,2 | 298024 | 616 |
| 617 | 380689 | 234885113 | 24,8395 | 8,5132 | 2,79029 | 1,62075 | 1938,4 | 298992 | 617 |
| 618 | 381924 | 236029032 | 24,8596 | 8,5178 | 2,79099 | 1,61812 | 1941,5 | 299962 | 618 |
| 619 | 383161 | 237176659 | 24,8797 | 8,5224 | 2,79169 | 1,61551 | 1944,6 | 300934 | 619 |
| **620** | 384400 | 238328000 | 24,8998 | 8,5270 | 2,79239 | 1,61290 | 1947,8 | 301907 | **620** |
| 621 | 385641 | 239483061 | 24,9199 | 8,5316 | 2,79309 | 1,61031 | 1950,9 | 302882 | 621 |
| 622 | 386884 | 240641848 | 24,9399 | 8,5362 | 2,79379 | 1,60772 | 1954,1 | 303858 | 622 |
| 623 | 388129 | 241804367 | 24,9600 | 8,5408 | 2,79449 | 1,60514 | 1957,2 | 304836 | 623 |
| 624 | 389376 | 242970624 | 24,9800 | 8,5453 | 2,79518 | 1,60256 | 1960,4 | 305815 | 624 |
| 625 | 390625 | 244140625 | 25,0000 | 8,5499 | 2,79588 | 1,60000 | 1963,5 | 306796 | 625 |
| 626 | 391876 | 245314376 | 25,0200 | 8,5544 | 2,79657 | 1,59744 | 1966,6 | 307779 | 626 |
| 627 | 393129 | 246491883 | 25,0400 | 8,5590 | 2,79727 | 1,59490 | 1969,8 | 308763 | 627 |
| 628 | 394384 | 247673152 | 25,0599 | 8,5635 | 2,79796 | 1,59236 | 1972,9 | 309748 | 628 |
| 629 | 395641 | 248858189 | 25,0799 | 8,5681 | 2,79865 | 1,58983 | 1976,1 | 310736 | 629 |
| **630** | 396900 | 250047000 | 25,0998 | 8,5726 | 2,79934 | 1,58730 | 1979,2 | 311725 | **630** |
| 631 | 398161 | 251239591 | 25,1197 | 8,5772 | 2,80003 | 1,58479 | 1982,3 | 312715 | 631 |
| 632 | 399424 | 252435968 | 25,1396 | 8,5817 | 2,80072 | 1,58228 | 1985,5 | 313707 | 632 |
| 633 | 400689 | 253636137 | 25,1595 | 8,5862 | 2,80140 | 1,57978 | 1988,6 | 314700 | 633 |
| 634 | 401956 | 254840104 | 25,1794 | 8,5907 | 2,80209 | 1,57729 | 1991,8 | 315696 | 634 |
| 635 | 403225 | 256047875 | 25,1992 | 8,5952 | 2,80277 | 1,57480 | 1994,9 | 316692 | 635 |
| 636 | 404496 | 257259456 | 25,2190 | 8,5997 | 2,80346 | 1,57233 | 1998,1 | 317690 | 636 |
| 637 | 405769 | 258474853 | 25,2389 | 8,6043 | 2,80414 | 1,56986 | 2001,2 | 318690 | 637 |
| 638 | 407044 | 259694072 | 25,2587 | 8,6088 | 2,80482 | 1,56740 | 2004,3 | 319692 | 638 |
| 639 | 408321 | 260917119 | 25,2784 | 8,6132 | 2,80550 | 1,56495 | 2007,5 | 320695 | 639 |
| **640** | 409600 | 262144000 | 25,2982 | 8,6177 | 2,80618 | 1,56250 | 2010,6 | 321699 | **640** |
| 641 | 410881 | 263374721 | 25,3180 | 8,6222 | 2,80686 | 1,56006 | 2013,8 | 322705 | 641 |
| 642 | 412164 | 264609288 | 25,3377 | 8,6267 | 2,80754 | 1,55763 | 2016,9 | 323713 | 642 |
| 643 | 413449 | 265847707 | 25,3574 | 8,6312 | 2,80821 | 1,55521 | 2020,0 | 324722 | 643 |
| 644 | 414736 | 267089984 | 25,3772 | 8,6357 | 2,80889 | 1,55280 | 2023,2 | 325733 | 644 |
| 645 | 416025 | 268336125 | 25,3969 | 8,6401 | 2,80956 | 1,55039 | 2026,3 | 326745 | 645 |
| 646 | 417316 | 269586136 | 25,4165 | 8,6446 | 2,81023 | 1,54799 | 2029,5 | 327759 | 646 |
| 647 | 418609 | 270840023 | 25,4362 | 8,6490 | 2,81090 | 1,54560 | 2032,6 | 328775 | 647 |
| 648 | 419904 | 272097792 | 25,4558 | 8,6535 | 2,81158 | 1,54321 | 2035,8 | 329792 | 648 |
| 649 | 421201 | 273359449 | 25,4755 | 8,6579 | 2,81224 | 1,54083 | 2038,9 | 330810 | 649 |
| **650** | 422500 | 274625000 | 25,4951 | 8,6624 | 2,81291 | 1,53846 | 2042,0 | 331831 | **650** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **650** | 422500 | 274625000 | 25,4951 | 8,6624 | 2,81291 | 1,53846 | 2042,0 | 331831 | **650** |
| 651 | 423801 | 275894451 | 25,5147 | 8,6568 | 2,81358 | 1,53610 | 2045,2 | 332853 | 651 |
| 652 | 425104 | 277167808 | 25,5343 | 8,6713 | 2,81425 | 1,53374 | 2048,3 | 333876 | 652 |
| 653 | 426409 | 278445077 | 25,5539 | 8,6757 | 2,81491 | 1,53139 | 2051,5 | 334901 | 653 |
| 654 | 427716 | 279726264 | 25,5734 | 8,6801 | 2,81558 | 1,52905 | 2054,6 | 335927 | 654 |
| 655 | 429025 | 281011375 | 25,5930 | 8,6845 | 2,81624 | 1,52672 | 2057,7 | 336955 | 655 |
| 656 | 430336 | 282300416 | 25,6125 | 8,6890 | 2,81690 | 1,52439 | 2060,9 | 337985 | 656 |
| 657 | 431649 | 283593393 | 25,6320 | 8,6934 | 2,81757 | 1,52207 | 2064,0 | 339016 | 657 |
| 658 | 432964 | 284890312 | 25,6515 | 8,6978 | 2,81823 | 1,51976 | 2067,2 | 340049 | 658 |
| 659 | 434281 | 286191179 | 25,6710 | 8,7022 | 2,81889 | 1,51745 | 2070,3 | 341084 | 659 |
| **660** | 435600 | 287496000 | 25,6905 | 8,7066 | 2,81954 | 1,51515 | 2073,5 | 342119 | **660** |
| 661 | 436921 | 288804781 | 25,7099 | 8,7110 | 2,82020 | 1,51286 | 2076,6 | 343157 | 661 |
| 662 | 438244 | 290117528 | 25,7294 | 8,7154 | 2,82086 | 1,51057 | 2079,7 | 344196 | 662 |
| 663 | 439569 | 291434247 | 25,7488 | 8,7198 | 2,82151 | 1,50830 | 2082,9 | 345237 | 663 |
| 664 | 440896 | 292754944 | 25,7682 | 8,7241 | 2,82217 | 1,50602 | 2086,0 | 346279 | 664 |
| 665 | 442225 | 294079625 | 25,7876 | 8,7285 | 2,82282 | 1,50376 | 2089,2 | 347323 | 665 |
| 666 | 443556 | 295408296 | 25,8070 | 8,7329 | 2,82347 | 1,50150 | 2092,3 | 348368 | 666 |
| 667 | 444889 | 296740963 | 25,8263 | 8,7373 | 2,82413 | 1,49925 | 2095,4 | 349415 | 667 |
| 668 | 446224 | 298077632 | 25,8457 | 8,7416 | 2,82478 | 1,49701 | 2098,6 | 350464 | 668 |
| 669 | 447561 | 299418309 | 25,8650 | 8,7460 | 2,82543 | 1,49477 | 2101,7 | 351514 | 669 |
| **670** | 448900 | 300763000 | 25,8844 | 8,7503 | 2,82607 | 1,49254 | 2104,9 | 352565 | **670** |
| 671 | 450241 | 302111711 | 25,9037 | 8,7547 | 2,82672 | 1,49031 | 2108,0 | 353618 | 671 |
| 672 | 451584 | 303464448 | 25,9230 | 8,7590 | 2,82737 | 1,48810 | 2111,2 | 354673 | 672 |
| 673 | 452929 | 304821217 | 25,9422 | 8,7634 | 2,82802 | 1,48588 | 2114,3 | 355730 | 673 |
| 674 | 454276 | 306182024 | 25,9615 | 8,7677 | 2,82866 | 1,48368 | 2117,4 | 356788 | 674 |
| 675 | 455625 | 307546875 | 25,9808 | 8,7721 | 2,82930 | 1,48148 | 2120,6 | 357847 | 675 |
| 676 | 456976 | 308915776 | 26,0000 | 8,7764 | 2,82995 | 1,47929 | 2123,7 | 358908 | 676 |
| 677 | 458329 | 310288733 | 26,0192 | 8,7807 | 2,83059 | 1,47710 | 2126,9 | 359971 | 677 |
| 678 | 459684 | 311665752 | 26,0384 | 8,7850 | 2,83123 | 1,47493 | 2130,0 | 361035 | 678 |
| 679 | 461041 | 313046839 | 26,0576 | 8,7893 | 2,83187 | 1,47275 | 2133,1 | 362101 | 679 |
| **680** | 462400 | 314432000 | 26,0768 | 8,7937 | 2,83251 | 1,47059 | 2136,3 | 363168 | **680** |
| 681 | 463761 | 315821241 | 26,0960 | 8,7980 | 2,83315 | 1,46843 | 2139,4 | 364237 | 681 |
| 682 | 465124 | 317214568 | 26,1151 | 8,8023 | 2,83378 | 1,46628 | 2142,6 | 365308 | 682 |
| 683 | 466489 | 318611987 | 26,1343 | 8,8066 | 2,83442 | 1,46413 | 2145,7 | 366380 | 683 |
| 684 | 467856 | 320013504 | 26,1534 | 8,8109 | 2,83506 | 1,46199 | 2148,8 | 367453 | 684 |
| 685 | 469225 | 321419125 | 26,1725 | 8,8152 | 2,83569 | 1,45985 | 2152,0 | 368528 | 685 |
| 686 | 470596 | 322828856 | 26,1916 | 8,8194 | 2,83632 | 1,45773 | 2155,1 | 369605 | 686 |
| 687 | 471969 | 324242703 | 26,2107 | 8,8237 | 2,83696 | 1,45560 | 2158,3 | 370684 | 687 |
| 688 | 473344 | 325660672 | 26,2298 | 8,8280 | 2,83759 | 1,45349 | 2161,4 | 371764 | 688 |
| 689 | 474721 | 327082769 | 26,2488 | 8,8323 | 2,83822 | 1,45138 | 2164,6 | 372845 | 689 |
| **690** | 476100 | 328509000 | 26,2679 | 8,8366 | 2,83885 | 1,44928 | 2167,7 | 373928 | **690** |
| 691 | 477481 | 329939371 | 26,2869 | 8,8408 | 2,83948 | 1,44718 | 2170,8 | 375013 | 691 |
| 692 | 478864 | 331373888 | 26,3059 | 8,8451 | 2,84011 | 1,44509 | 2174,0 | 376099 | 692 |
| 693 | 480249 | 332812557 | 26,3249 | 8,8493 | 2,84073 | 1,44300 | 2177,1 | 377187 | 693 |
| 694 | 481636 | 334255384 | 26,3439 | 8,8536 | 2,84136 | 1,44092 | 2180,3 | 378276 | 694 |
| 695 | 483025 | 335702375 | 26,3629 | 8,8578 | 2,84198 | 1,43885 | 2183,4 | 379367 | 695 |
| 696 | 484416 | 337153536 | 26,3818 | 8,8621 | 2,84261 | 1,43678 | 2186,5 | 380459 | 696 |
| 697 | 485809 | 338608873 | 26,4008 | 8,8663 | 2,84323 | 1,43472 | 2189,7 | 381553 | 697 |
| 698 | 487204 | 340068392 | 26,4197 | 8,8706 | 2,84386 | 1,43266 | 2192,8 | 382649 | 698 |
| 699 | 488601 | 341532099 | 26,4386 | 8,8748 | 2,84448 | 1,43062 | 2196,0 | 383746 | 699 |
| **700** | 490000 | 343000000 | 26,4575 | 8,8790 | 2,84510 | 1,42857 | 2199,1 | 384845 | **700** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **700** | 490000 | 343000000 | 26,4575 | 8,8790 | 2,84510 | 1,42857 | 2199,1 | 384845 | **700** |
| 701 | 491401 | 344472101 | 26,4764 | 8,8833 | 2,84572 | 1,42653 | 2202,3 | 385945 | 701 |
| 702 | 492804 | 345948408 | 26,4953 | 8,8875 | 2,84634 | 1,42450 | 2205,4 | 387047 | 702 |
| 703 | 494209 | 347428927 | 26,5141 | 8,8917 | 2,84696 | 1,42248 | 2208,5 | 388151 | 703 |
| 704 | 495616 | 348913664 | 26,5330 | 8,8959 | 2,84757 | 1,42045 | 2211,7 | 389256 | 704 |
| 705 | 497025 | 350402625 | 26,5518 | 8,9001 | 2,84819 | 1,41844 | 2214,8 | 390363 | 705 |
| 706 | 498436 | 351895816 | 26,5707 | 8,9043 | 2,84880 | 1,41643 | 2218,0 | 391471 | 706 |
| 707 | 499849 | 353393243 | 26,5895 | 8,9085 | 2,84942 | 1,41443 | 2221,1 | 392580 | 707 |
| 708 | 501264 | 354894912 | 26,6083 | 8,9127 | 2,85003 | 1,41243 | 2224,2 | 393692 | 708 |
| 709 | 502681 | 356400829 | 26,6271 | 8,9169 | 2,85065 | 1,41044 | 2227,4 | 394805 | 709 |
| **710** | 504100 | 357911000 | 26,6458 | 8,9211 | 2,85126 | 1,40845 | 2230,5 | 395919 | **710** |
| 711 | 505521 | 359425431 | 26,6646 | 8,9253 | 2,85187 | 1,40647 | 2233,7 | 397035 | 711 |
| 712 | 506944 | 360944128 | 26,6833 | 8,9295 | 2,85248 | 1,40449 | 2236,8 | 398153 | 712 |
| 713 | 508369 | 362467097 | 26,7021 | 8,9337 | 2,85309 | 1,40252 | 2240,0 | 399272 | 713 |
| 714 | 509796 | 363994344 | 26,7208 | 8,9378 | 2,85370 | 1,40056 | 2243,1 | 400393 | 714 |
| 715 | 511225 | 365525875 | 26,7395 | 8,9420 | 2,85431 | 1,39860 | 2246,2 | 401515 | 715 |
| 716 | 512656 | 367061696 | 26,7582 | 8,9462 | 2,85491 | 1,39665 | 2249,4 | 402639 | 716 |
| 717 | 514089 | 368601813 | 26,7769 | 8,9503 | 2,85552 | 1,39470 | 2252,5 | 403765 | 717 |
| 718 | 515524 | 370146232 | 26,7955 | 8,9545 | 2,85612 | 1,39276 | 2255,7 | 404892 | 718 |
| 719 | 516961 | 371694959 | 26,8142 | 8,9587 | 2,85673 | 1,39082 | 2258,8 | 406020 | 719 |
| **720** | 518400 | 373248000 | 26,8328 | 8,9628 | 2,85733 | 1,38889 | 2261,9 | 407150 | **720** |
| 721 | 519841 | 374805361 | 26,8514 | 8,9670 | 2,85794 | 1,38696 | 2265,1 | 408282 | 721 |
| 722 | 521284 | 376367048 | 26,8701 | 8,9711 | 2,85854 | 1,38504 | 2268,2 | 409415 | 722 |
| 723 | 522729 | 377933067 | 26,8887 | 8,9752 | 2,85914 | 1,38313 | 2271,4 | 410550 | 723 |
| 724 | 524176 | 379503424 | 26,9072 | 8,9794 | 2,85974 | 1,38122 | 2274,5 | 411687 | 724 |
| 725 | 525625 | 381078125 | 26,9258 | 8,9835 | 2,86034 | 1,37931 | 2277,7 | 412825 | 725 |
| 726 | 527076 | 382657176 | 26,9444 | 8,9876 | 2,86094 | 1,37741 | 2280,8 | 413965 | 726 |
| 727 | 528529 | 384240583 | 26,9629 | 8,9918 | 2,86153 | 1,37552 | 2283,9 | 415106 | 727 |
| 728 | 529984 | 385828352 | 26,9815 | 8,9959 | 2,86213 | 1,37363 | 2287,1 | 416248 | 728 |
| 729 | 531441 | 387420489 | 27,0000 | 9,0000 | 2,86273 | 1,37174 | 2290,2 | 417393 | 729 |
| **730** | 532900 | 389017000 | 27,0185 | 9,0041 | 2,86332 | 1,36986 | 2293,4 | 418539 | **730** |
| 731 | 534361 | 390617891 | 27,0370 | 9,0082 | 2,86392 | 1,36799 | 2296,5 | 419686 | 731 |
| 732 | 535824 | 392223168 | 27,0555 | 9,0123 | 2,86451 | 1,36612 | 2299,6 | 420835 | 732 |
| 733 | 537289 | 393832837 | 27,0740 | 9,0164 | 2,86510 | 1,36426 | 2302,8 | 421986 | 733 |
| 734 | 538756 | 395446904 | 27,0924 | 9,0205 | 2,86570 | 1,36240 | 2305,9 | 423138 | 734 |
| 735 | 540225 | 397065375 | 27,1109 | 9,0246 | 2,86629 | 1,36054 | 2309,1 | 424293 | 735 |
| 736 | 541696 | 398688256 | 27,1293 | 9,0287 | 2,86688 | 1,35870 | 2312,2 | 425447 | 736 |
| 737 | 543169 | 400315553 | 27,1477 | 9,0328 | 2,86747 | 1,35685 | 2315,4 | 426604 | 737 |
| 738 | 544644 | 401947272 | 27,1662 | 9,0369 | 2,86806 | 1,35501 | 2318,5 | 427762 | 738 |
| 739 | 546121 | 403583419 | 27,1846 | 9,0410 | 2,86864 | 1,35318 | 2321,6 | 428922 | 739 |
| **740** | 547600 | 405224000 | 27,2029 | 9,0450 | 2,86923 | 1,35135 | 2324,8 | 430084 | **740** |
| 741 | 549081 | 406869021 | 27,2213 | 9,0491 | 2,86982 | 1,34953 | 2327,9 | 431247 | 741 |
| 742 | 550564 | 408518488 | 27,2397 | 9,0532 | 2,87040 | 1,34771 | 2331,1 | 432412 | 742 |
| 743 | 552049 | 410172407 | 27,2580 | 9,0572 | 2,87099 | 1,34590 | 2334,2 | 433578 | 743 |
| 744 | 553536 | 411830784 | 27,2764 | 9,0613 | 2,87157 | 1,34409 | 2337,3 | 434746 | 744 |
| 745 | 555025 | 413493625 | 27,2947 | 9,0654 | 2,87216 | 1,34228 | 2340,5 | 435916 | 745 |
| 746 | 556516 | 415160936 | 27,3130 | 9,0694 | 2,87274 | 1,34048 | 2343,6 | 437087 | 746 |
| 747 | 558009 | 416832723 | 27,3313 | 9,0735 | 2,87332 | 1,33869 | 2346,8 | 438259 | 747 |
| 748 | 559504 | 418508992 | 27,3496 | 9,0775 | 2,87390 | 1,33690 | 2349,9 | 439433 | 748 |
| 749 | 561001 | 420189749 | 27,3679 | 9,0816 | 2,87448 | 1,33511 | 2353,1 | 440609 | 749 |
| **750** | 562500 | 421875000 | 27,3861 | 9,0856 | 2,87506 | 1,33333 | 2356,2 | 441786 | **750** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **750** | 562500 | 421875000 | 27,3861 | 9,0856 | 2,87506 | 1,33333 | 2356,2 | 441786 | **750** |
| 751 | 564001 | 423564751 | 27,4044 | 9,0896 | 2,87564 | 1,33156 | 2359,3 | 442965 | 751 |
| 752 | 565504 | 425259008 | 27,4226 | 9,0937 | 2,87622 | 1,32979 | 2362,5 | 444146 | 752 |
| 753 | 567009 | 426957777 | 27,4408 | 9,0977 | 2,87679 | 1,32802 | 2365,6 | 445328 | 753 |
| 754 | 568516 | 428661064 | 27,4591 | 9,1017 | 2,87737 | 1,32626 | 2368,8 | 446511 | 754 |
| 755 | 570025 | 430368875 | 27,4773 | 9,1057 | 2,87795 | 1,32450 | 2371,9 | 447697 | 755 |
| 756 | 571536 | 432081216 | 27,4955 | 9,1098 | 2,87852 | 1,32275 | 2375,0 | 448883 | 756 |
| 757 | 573049 | 433798093 | 27,5136 | 9,1138 | 2,87910 | 1,32100 | 2378,2 | 450072 | 757 |
| 758 | 574564 | 435519512 | 27,5318 | 9,1178 | 2,87967 | 1,31926 | 2381,3 | 451262 | 758 |
| 759 | 576081 | 437245479 | 27,5500 | 9,1218 | 2,88024 | 1,31752 | 2384,5 | 452453 | 759 |
| **760** | 577600 | 438976000 | 27,5681 | 9,1258 | 2,88081 | 1,31579 | 2387,6 | 453646 | **760** |
| 761 | 579121 | 440711081 | 27,5862 | 9,1298 | 2,88138 | 1,31406 | 2390,8 | 454841 | 761 |
| 762 | 580644 | 442450728 | 27,6043 | 9,1338 | 2,88195 | 1,31234 | 2393,9 | 456037 | 762 |
| 763 | 582169 | 444194947 | 27,6225 | 9,1378 | 2,88252 | 1,31062 | 2397,0 | 457234 | 763 |
| 764 | 583696 | 445943744 | 27,6405 | 9,1418 | 2,88309 | 1,30890 | 2400,2 | 458434 | 764 |
| 765 | 585225 | 447697125 | 27,6586 | 9,1458 | 2,88366 | 1,30719 | 2403,3 | 459635 | 765 |
| 766 | 586756 | 449455096 | 27,6767 | 9,1498 | 2,88423 | 1,30548 | 2406,5 | 460837 | 766 |
| 767 | 588289 | 451217663 | 27,6948 | 9,1537 | 2,88480 | 1,30378 | 2409,6 | 462041 | 767 |
| 768 | 589824 | 452984832 | 27,7128 | 9,1577 | 2,88536 | 1,30208 | 2412,7 | 463247 | 768 |
| 769 | 591361 | 454756609 | 27,7308 | 9,1617 | 2,88593 | 1,30039 | 2415,9 | 464454 | 769 |
| **770** | 592900 | 456533000 | 27,7489 | 9,1657 | 2,88649 | 1,29870 | 2419,0 | 465663 | **770** |
| 771 | 594441 | 458314011 | 27,7669 | 9,1696 | 2,88705 | 1,29702 | 2422,2 | 466873 | 771 |
| 772 | 595984 | 460099648 | 27,7849 | 9,1736 | 2,88762 | 1,29534 | 2425,3 | 468085 | 772 |
| 773 | 597529 | 461889917 | 27,8029 | 9,1775 | 2,88818 | 1,29366 | 2428,5 | 469298 | 773 |
| 774 | 599076 | 463684824 | 27,8209 | 9,1815 | 2,88874 | 1,29199 | 2431,6 | 470513 | 774 |
| 775 | 600625 | 465484375 | 27,8388 | 9,1855 | 2,88930 | 1,29032 | 2434,7 | 471730 | 775 |
| 776 | 602176 | 467288576 | 27,8568 | 9,1894 | 2,88986 | 1,28866 | 2437,9 | 472948 | 776 |
| 777 | 603729 | 469097433 | 27,8747 | 9,1933 | 2,89042 | 1,28700 | 2441,0 | 474168 | 777 |
| 778 | 605284 | 470910952 | 27,8927 | 9,1973 | 2,89098 | 1,28535 | 2444,2 | 475389 | 778 |
| 779 | 606841 | 472729139 | 27,9106 | 9,2012 | 2,89154 | 1,28370 | 2447,3 | 476612 | 779 |
| **780** | 608400 | 474552000 | 27,9285 | 9,2052 | 2,89209 | 1,28205 | 2450,4 | 477836 | **780** |
| 781 | 609961 | 476379541 | 27,9464 | 9,2091 | 2,89265 | 1,28041 | 2453,6 | 479062 | 781 |
| 782 | 611524 | 478211768 | 27,9643 | 9,2130 | 2,89321 | 1,27877 | 2456,7 | 480290 | 782 |
| 783 | 613089 | 480048687 | 27,9821 | 9,2170 | 2,89376 | 1,27714 | 2459,9 | 481519 | 783 |
| 784 | 614656 | 481890304 | 28,0000 | 9,2209 | 2,89432 | 1,27551 | 2463,0 | 482750 | 784 |
| 785 | 616225 | 483736625 | 28,0179 | 9,2248 | 2,89487 | 1,27389 | 2466,2 | 483982 | 785 |
| 786 | 617796 | 485587656 | 28,0357 | 9,2287 | 2,89542 | 1,27226 | 2469,3 | 485216 | 786 |
| 787 | 619369 | 487443403 | 28,0535 | 9,2326 | 2,89597 | 1,27065 | 2472,4 | 486451 | 787 |
| 788 | 620944 | 489303872 | 28,0713 | 9,2365 | 2,89653 | 1,26904 | 2475,6 | 487688 | 788 |
| 789 | 622521 | 491169069 | 28,0891 | 9,2404 | 2,89708 | 1,26743 | 2478,7 | 488927 | 789 |
| **790** | 624100 | 493039000 | 28,1069 | 9,2443 | 2,89763 | 1,26582 | 2481,9 | 490167 | **790** |
| 791 | 625681 | 494913671 | 28,1247 | 9,2482 | 2,89818 | 1,26422 | 2485,0 | 491409 | 791 |
| 792 | 627264 | 496793088 | 28,1425 | 9,2521 | 2,89873 | 1,26263 | 2488,1 | 492652 | 792 |
| 793 | 628849 | 498677257 | 28,1603 | 9,2560 | 2,89927 | 1,26103 | 2491,3 | 493897 | 793 |
| 794 | 630436 | 500566184 | 28,1780 | 9,2599 | 2,89982 | 1,25945 | 2494,4 | 495143 | 794 |
| 795 | 632025 | 502459875 | 28,1957 | 9,2638 | 2,90037 | 1,25786 | 2497,6 | 496391 | 795 |
| 796 | 633616 | 504358336 | 28,2135 | 9,2677 | 2,90091 | 1,25628 | 2500,7 | 497641 | 796 |
| 797 | 635209 | 506261573 | 28,2312 | 9,2716 | 2,90146 | 1,25471 | 2503,8 | 498892 | 797 |
| 798 | 636804 | 508169592 | 28,2489 | 9,2754 | 2,90200 | 1,25313 | 2507,0 | 500145 | 798 |
| 799 | 638401 | 510082399 | 28,2666 | 9,2793 | 2,90255 | 1,25156 | 2510,1 | 501399 | 799 |
| **800** | 640000 | 512000000 | 28,2843 | 9,2832 | 2,90309 | 1,25000 | 2513,3 | 502655 | **800** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **800** | 640000 | 512000000 | 28,2843 | 9,2832 | 2,90309 | 1,25000 | 2513,3 | 502655 | **800** |
| 801 | 641601 | 513922401 | 28,3019 | 9,2870 | 2,90363 | 1,24844 | 2516,4 | 503912 | 801 |
| 802 | 643204 | 515849608 | 28,3196 | 9,2909 | 2,90417 | 1,24688 | 2519,6 | 505171 | 802 |
| 803 | 644809 | 517781627 | 28,3373 | 9,2948 | 2,90472 | 1,24533 | 2522,7 | 506432 | 803 |
| 804 | 646416 | 519718464 | 28,3549 | 9,2986 | 2,90526 | 1,24378 | 2525,8 | 507694 | 804 |
| 805 | 648025 | 521660125 | 28,3725 | 9,3025 | 2,90580 | 1,24224 | 2529,0 | 508958 | 805 |
| 806 | 649636 | 523606616 | 28,3901 | 9,3063 | 2,90634 | 1,24069 | 2532,1 | 510223 | 806 |
| 807 | 651249 | 525557943 | 28,4077 | 9,3102 | 2,90687 | 1,23916 | 2535,3 | 511490 | 807 |
| 808 | 652864 | 527514112 | 28,4253 | 9,3140 | 2,90741 | 1,23762 | 2538,4 | 512758 | 808 |
| 809 | 654481 | 529475129 | 28,4429 | 9,3179 | 2,90795 | 1,23609 | 2541,5 | 514028 | 809 |
| **810** | 656100 | 531441000 | 28,4605 | 9,3217 | 2,90849 | 1,23457 | 2544,7 | 515300 | **810** |
| 811 | 657721 | 533411731 | 28,4781 | 9,3255 | 2,90902 | 1,23305 | 2547,8 | 516573 | 811 |
| 812 | 659344 | 535387328 | 28,4956 | 9,3294 | 2,90956 | 1,23153 | 2551,0 | 517848 | 812 |
| 813 | 660969 | 537367797 | 28,5132 | 9,3332 | 2,91009 | 1,23001 | 2554,1 | 519124 | 813 |
| 814 | 662596 | 539353144 | 28,5307 | 9,3370 | 2,91062 | 1,22850 | 2557,3 | 520402 | 814 |
| 815 | 664225 | 541343375 | 28,5482 | 9,3408 | 2,91116 | 1,22699 | 2560,4 | 521681 | 815 |
| 816 | 665856 | 543338496 | 28,5657 | 9,3447 | 2,91169 | 1,22549 | 2563,5 | 522962 | 816 |
| 817 | 667489 | 545338513 | 28,5832 | 9,3485 | 2,91222 | 1,22399 | 2566,7 | 524245 | 817 |
| 818 | 669124 | 547343432 | 28,6007 | 9,3523 | 2,91275 | 1,22249 | 2569,8 | 525529 | 818 |
| 819 | 670761 | 549353259 | 28,6182 | 9,3561 | 2,91328 | 1,22100 | 2573,0 | 526814 | 819 |
| **820** | 672400 | 551368000 | 28,6356 | 9,3599 | 2,91381 | 1,21951 | 2576,1 | 528102 | **820** |
| 821 | 674041 | 553387661 | 28,6531 | 9,3037 | 2,91434 | 1,21803 | 2579,2 | 529391 | 821 |
| 822 | 675684 | 555412248 | 28,6705 | 9,3675 | 2,91487 | 1,21655 | 2582,4 | 530681 | 822 |
| 823 | 677329 | 557441767 | 28,6880 | 9,3713 | 2,91540 | 1,21507 | 2585,5 | 531973 | 823 |
| 824 | 678976 | 559476224 | 28,7054 | 9,3751 | 2,91593 | 1,21359 | 2588,7 | 533267 | 824 |
| 825 | 680625 | 561515625 | 28,7228 | 9,3789 | 2,91645 | 1,21212 | 2591,8 | 534562 | 825 |
| 826 | 682276 | 563559976 | 28,7402 | 9,3827 | 2,91698 | 1,21065 | 2595,0 | 535858 | 826 |
| 827 | 683929 | 565609283 | 28,7576 | 9,3865 | 2,91751 | 1,20919 | 2598,1 | 537157 | 827 |
| 828 | 685584 | 567663552 | 28,7750 | 9,3902 | 2,91803 | 1,20773 | 2601,2 | 538456 | 828 |
| 829 | 687241 | 569722789 | 28,7924 | 9,3940 | 2,91855 | 1,20627 | 2604,4 | 539758 | 829 |
| **830** | 688900 | 571787000 | 28,8097 | 9,3978 | 2,91908 | 1,20482 | 2607,5 | 541061 | **830** |
| 831 | 690561 | 573856191 | 28,8271 | 9,4016 | 2,91960 | 1,20337 | 2610,7 | 542365 | 831 |
| 832 | 692224 | 575930368 | 28,8444 | 9,4053 | 2,92012 | 1,20192 | 2613,8 | 543671 | 832 |
| 833 | 693889 | 578009537 | 28,8617 | 9,4091 | 2,92065 | 1,20048 | 2616,9 | 544979 | 833 |
| 834 | 695556 | 580093704 | 28,8791 | 9,4129 | 2,92117 | 1,19904 | 2620,1 | 546288 | 834 |
| 835 | 697225 | 582182875 | 28,8964 | 9,4166 | 2,92169 | 1,19760 | 2623,2 | 547599 | 835 |
| 836 | 698896 | 584277056 | 28,9137 | 9,4204 | 2,92221 | 1,19617 | 2626,4 | 548912 | 836 |
| 837 | 700569 | 586376253 | 28,9310 | 9,4241 | 2,92273 | 1,19474 | 2629,5 | 550226 | 837 |
| 838 | 702244 | 588480472 | 28,9482 | 9,4279 | 2,92324 | 1,19332 | 2632,7 | 551541 | 838 |
| 839 | 703921 | 590589719 | 28,9655 | 9,4316 | 2,92376 | 1,19190 | 2635,8 | 552858 | 839 |
| **840** | 705600 | 592704000 | 28,9828 | 9,4354 | 2,92428 | 1,19048 | 2638,9 | 554177 | **840** |
| 841 | 707281 | 594823321 | 29,0000 | 9,4391 | 2,92480 | 1,18906 | 2642,1 | 555497 | 841 |
| 842 | 708964 | 596947688 | 29,0172 | 9,4429 | 2,92531 | 1,18765 | 2645,2 | 556819 | 842 |
| 843 | 710649 | 599077107 | 29,0345 | 9,4466 | 2,92583 | 1,18624 | 2648,4 | 558142 | 843 |
| 844 | 712336 | 601211584 | 29,0517 | 9,4503 | 2,92634 | 1,18483 | 2651,5 | 559467 | 844 |
| 845 | 714025 | 603351125 | 29,0689 | 9,4541 | 2,92686 | 1,18343 | 2654,6 | 560794 | 845 |
| 846 | 715716 | 605495736 | 29,0861 | 9,4578 | 2,92737 | 1,18203 | 2657,8 | 562122 | 846 |
| 847 | 717409 | 607645423 | 29,1033 | 9,4615 | 2,92788 | 1,18064 | 2660,9 | 563452 | 847 |
| 848 | 719104 | 609800192 | 29,1204 | 9,4652 | 2,92840 | 1,17925 | 2664,1 | 564783 | 848 |
| 849 | 720801 | 611960049 | 29,1376 | 9,4690 | 2,92891 | 1,17786 | 2667,2 | 566116 | 849 |
| **850** | 722500 | 614125000 | 29,1548 | 9,4727 | 2,92942 | 1,17647 | 2670,4 | 567450 | **850** |

| $n$ | $n^2$ | $n^3$ | $\sqrt{n}$ | $\sqrt[3]{n}$ | $\log n$ | $\frac{1000}{n}$ | $\pi n$ | $\frac{\pi n^2}{4}$ | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **850** | 722500 | 614125000 | 29,1548 | 9,4727 | 2,92942 | 1,17647 | 2670,4 | 567450 | **850** |
| 851 | 724201 | 616295051 | 29,1719 | 9,4764 | 2,92993 | 1,17509 | 2673,5 | 568786 | 851 |
| 852 | 725904 | 618470208 | 29,1890 | 9,4801 | 2,93044 | 1,17371 | 2676,6 | 570124 | 852 |
| 853 | 727609 | 620650477 | 29,2062 | 9,4838 | 2,93095 | 1,17233 | 2679,8 | 571463 | 853 |
| 854 | 729316 | 622835864 | 29,2233 | 9,4875 | 2,93146 | 1,17096 | 2682,9 | 572803 | 854 |
| 855 | 731025 | 625026375 | 29,2404 | 9,4912 | 2,93197 | 1,16959 | 2686,1 | 574146 | 855 |
| 856 | 732736 | 627222016 | 29,2575 | 9,4949 | 2,93247 | 1,16822 | 2689,2 | 575490 | 856 |
| 857 | 734449 | 629422793 | 29,2746 | 9,4986 | 2,93298 | 1,16686 | 2692,3 | 576835 | 857 |
| 858 | 736164 | 631628712 | 29,2916 | 9,5023 | 2,93349 | 1,16550 | 2695,5 | 578182 | 858 |
| 859 | 737881 | 633839779 | 29,3087 | 9,5060 | 2,93399 | 1,16414 | 2698,6 | 579530 | 859 |
| **860** | 739600 | 636056000 | 29,3258 | 9,5097 | 2,93450 | 1,16279 | 2701,8 | 580880 | **860** |
| 861 | 741321 | 638277381 | 29,3428 | 9,5134 | 2,93500 | 1,16144 | 2704,9 | 582232 | 861 |
| 862 | 743044 | 640503928 | 29,3598 | 9,5171 | 2,93551 | 1,16009 | 2708,1 | 583585 | 862 |
| 863 | 744769 | 642735647 | 29,3769 | 9,5207 | 2,93601 | 1,15875 | 2711,2 | 584940 | 863 |
| 864 | 746496 | 644972544 | 29,3939 | 9,5244 | 2,93651 | 1,15741 | 2714,3 | 586297 | 864 |
| 865 | 748225 | 647214625 | 29,4109 | 9,5281 | 2,93702 | 1,15607 | 2717,5 | 587655 | 865 |
| 866 | 749956 | 649461896 | 29,4279 | 9,5317 | 2,93752 | 1,15473 | 2720,6 | 589014 | 866 |
| 867 | 751689 | 651714363 | 29,4449 | 9,5354 | 2,93802 | 1,15340 | 2723,8 | 590375 | 867 |
| 868 | 753424 | 653972032 | 29,4618 | 9,5391 | 2,93852 | 1,15207 | 2726,9 | 591738 | 868 |
| 869 | 755161 | 656234909 | 29,4788 | 9,5427 | 2,93902 | 1,15075 | 2730,0 | 593102 | 869 |
| **870** | 756900 | 658503000 | 29,4958 | 9,5464 | 2,93952 | 1,14943 | 2733,2 | 594468 | **870** |
| 871 | 758641 | 660776311 | 29,5127 | 9,5501 | 2,94002 | 1,14811 | 2736,3 | 595835 | 871 |
| 872 | 760384 | 663054848 | 29,5296 | 9,5537 | 2,94052 | 1,14679 | 2739,5 | 597204 | 872 |
| 873 | 762129 | 665338617 | 29,5466 | 9,5574 | 2,94101 | 1,14548 | 2742,6 | 598575 | 873 |
| 874 | 763876 | 667627624 | 29,5635 | 9,5610 | 2,94151 | 1,14416 | 2745,8 | 599947 | 874 |
| 875 | 765625 | 669921875 | 29,5804 | 9,5647 | 2,94201 | 1,14286 | 2748,9 | 601320 | 875 |
| 876 | 767376 | 672221376 | 29,5973 | 9,5683 | 2,94250 | 1,14155 | 2752,0 | 602696 | 876 |
| 877 | 769129 | 674526133 | 29,6142 | 9,5719 | 2,94300 | 1,14025 | 2755,2 | 604073 | 877 |
| 878 | 770884 | 676836152 | 29,6311 | 9,5756 | 2,94349 | 1,13895 | 2758,3 | 605451 | 878 |
| 879 | 772641 | 679151439 | 29,6479 | 9,5792 | 2,94399 | 1,13766 | 2761,5 | 606831 | 879 |
| **880** | 774400 | 681472000 | 29,6648 | 9,5828 | 2,94448 | 1,13636 | 2764,6 | 608212 | **880** |
| 881 | 776161 | 683797841 | 29,6816 | 9,5865 | 2,94498 | 1,13507 | 2767,7 | 609595 | 881 |
| 882 | 777924 | 686128968 | 29,6985 | 9,5901 | 2,94547 | 1,13379 | 2770,9 | 610980 | 882 |
| 883 | 779689 | 688465387 | 29,7153 | 9,5937 | 2,94596 | 1,13250 | 2774,0 | 612366 | 883 |
| 884 | 781456 | 690807104 | 29,7321 | 9,5973 | 2,94645 | 1,13122 | 2777,2 | 613754 | 884 |
| 885 | 783225 | 693154125 | 29,7489 | 9,6010 | 2,94694 | 1,12994 | 2780,3 | 615143 | 885 |
| 886 | 784996 | 695506456 | 29,7658 | 9,6046 | 2,94743 | 1,12867 | 2783,5 | 616534 | 886 |
| 887 | 786769 | 697864103 | 29,7825 | 9,6082 | 2,94792 | 1,12740 | 2786,6 | 617927 | 887 |
| 888 | 788544 | 700227072 | 29,7993 | 9,6118 | 2,94841 | 1,12613 | 2789,7 | 619321 | 888 |
| 889 | 790321 | 702595369 | 29,8161 | 9,6154 | 2,94890 | 1,12486 | 2792,9 | 620717 | 889 |
| **890** | 792100 | 704969000 | 29,8329 | 9,6190 | 2,94939 | 1,12360 | 2796,0 | 622114 | **890** |
| 891 | 793881 | 707347971 | 29,8496 | 9,6226 | 2,94988 | 1,12233 | 2799,2 | 623513 | 891 |
| 892 | 795664 | 709732288 | 29,8664 | 9,6262 | 2,95036 | 1,12108 | 2802,3 | 624913 | 892 |
| 893 | 797449 | 712121957 | 29,8831 | 9,6298 | 2,95085 | 1,11982 | 2805,4 | 626315 | 893 |
| 894 | 799236 | 714516984 | 29,8998 | 9,6334 | 2,95134 | 1,11857 | 2808,6 | 627718 | 894 |
| 895 | 801025 | 716917375 | 29,9166 | 9,6370 | 2,95182 | 1,11732 | 2811,7 | 629124 | 895 |
| 896 | 802816 | 719323136 | 29,9333 | 9,6406 | 2,95231 | 1,11607 | 2814,9 | 630530 | 896 |
| 897 | 804609 | 721734273 | 29,9500 | 9,6442 | 2,95279 | 1,11483 | 2818,0 | 631938 | 897 |
| 898 | 806404 | 724150792 | 29,9666 | 9,6477 | 2,95328 | 1,11359 | 2821,2 | 633348 | 898 |
| 899 | 808201 | 726572699 | 29,9833 | 9,6513 | 2,95376 | 1,11235 | 2824,3 | 634760 | 899 |
| **900** | 810000 | 729000000 | 30,0000 | 9,6549 | 2,95424 | 1,11111 | 2827,4 | 636173 | **900** |

| $N$ | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **0** | — ∞ | 0,0000 | 0,6931 | 1,0986 | 1,3863 | 1,6094 | 1,7918 | 1,9459 | 2,0794 | 2,1972 |
| 10 | 2,3026 | 2,3979 | 2,4849 | 2,5649 | 2,6391 | 2,7081 | 2,7726 | 2,8332 | 2,8904 | 2,9444 |
| 20 | 2,9957 | 3,0445 | 3,0910 | 3,1355 | 3,1781 | 3,2189 | 3,2581 | 3,2958 | 3,3322 | 3,3673 |
| 30 | 3,4012 | 3,4340 | 3,4657 | 3,4965 | 3,5264 | 3,5553 | 3,5835 | 3,6109 | 3,6376 | 3,6636 |
| 40 | 3,6889 | 3,7136 | 3,7377 | 3,7612 | 3,7842 | 3,8067 | 3,8286 | 3,8501 | 3,8712 | 3,8918 |
| 50 | 3,9120 | 3,9318 | 3,9512 | 3,9703 | 3,9890 | 4,0073 | 4,0254 | 4,0431 | 4,0604 | 4,0775 |
| 60 | 4,0943 | 4,1109 | 4,1271 | 4,1431 | 4,1589 | 4,1744 | 4,1897 | 4,2047 | 4,2195 | 4,2341 |
| 70 | 4,2485 | 4,2627 | 4,2767 | 4,2905 | 4,3041 | 4,3175 | 4,3307 | 4,3438 | 4,3567 | 4,3694 |
| 80 | 4,3820 | 4,3944 | 4,4067 | 4,4188 | 4,4308 | 4,4427 | 4,4543 | 4,4659 | 4,4773 | 4,4886 |
| 90 | 4,4998 | 4,5109 | 4,5218 | 4,5326 | 4,5433 | 4,5539 | 4,5643 | 4,5747 | 4,5850 | 4,5951 |
| **100** | 4,6052 | 4,6151 | 4,6250 | 4,6347 | 4,6444 | 4,6540 | 4,6634 | 4,6728 | 4,6821 | 4,6913 |
| 110 | 4,7005 | 4,7095 | 4,7185 | 4,7274 | 4,7362 | 4,7449 | 4,7536 | 4,7622 | 4,7707 | 4,7791 |
| 120 | 4,7875 | 4,7958 | 4,8040 | 4,8122 | 4,8203 | 4,8283 | 4,8363 | 4,8442 | 4,8520 | 4,8598 |
| 130 | 4,8675 | 4,8752 | 4,8828 | 4,8903 | 4,8978 | 4,9053 | 4,9127 | 4,9200 | 4,9273 | 4,9345 |
| 140 | 4,9416 | 4,9488 | 4,9558 | 4,9628 | 4,9698 | 4,9767 | 4,9836 | 4,9904 | 4,9972 | 5,0039 |
| 150 | 5,0106 | 5,0173 | 5,0239 | 5,0304 | 5,0370 | 5,0434 | 5,0499 | 5,0562 | 5,0626 | 5,0689 |
| 160 | 5,0752 | 5,0814 | 5,0876 | 5,0938 | 5,0999 | 5,1059 | 5,1120 | 5,1180 | 5,1240 | 5,1299 |
| 170 | 5,1358 | 5,1417 | 5,1475 | 5,1533 | 5,1591 | 5,1648 | 5,1705 | 5,1761 | 5,1818 | 5,1874 |
| 180 | 5,1930 | 5,1985 | 5,2040 | 5,2095 | 5,2149 | 5,2204 | 5,2257 | 5,2311 | 5,2364 | 5,2417 |
| 190 | 5,2470 | 5,2523 | 5,2575 | 5,2627 | 5,2679 | 5,2730 | 5,2781 | 5,2832 | 5,2883 | 5,2933 |
| **200** | 5,2983 | 5,3033 | 5,3083 | 5,3132 | 5,3181 | 5,3230 | 5,3279 | 5,3327 | 5,3375 | 5,3423 |
| 210 | 5,3471 | 5,3519 | 5,3566 | 5,3613 | 5,3660 | 5,3706 | 5,3753 | 5,3799 | 5,3845 | 5,3891 |
| 220 | 5,3936 | 5,3982 | 5,4027 | 5,4072 | 5,4116 | 5,4161 | 5,4205 | 5,4250 | 5,4293 | 5,4337 |
| 230 | 5,4381 | 5,4424 | 5,4467 | 5,4510 | 5,4553 | 5,4596 | 5,4638 | 5,4681 | 5,4723 | 5,4765 |
| 240 | 5,4806 | 5,4848 | 5,4889 | 5,4931 | 5,4972 | 5,5013 | 5,5053 | 5,5094 | 5,6134 | 5,5175 |
| 250 | 5,5215 | 5,5255 | 5,5294 | 5,5334 | 5,5373 | 5,5413 | 5,5452 | 5,5491 | 5,5530 | 5,5568 |
| 260 | 5,5607 | 5,5645 | 5,5683 | 5,5722 | 5,5759 | 5,5797 | 5,5835 | 5,5872 | 5,5910 | 5,5947 |
| 270 | 5,5984 | 5,6021 | 5,6058 | 5,6095 | 5,6131 | 5,6168 | 5,6204 | 5,6240 | 5,6276 | 5,6312 |
| 280 | 5,6348 | 5,6384 | 5,6419 | 5,6454 | 5,6490 | 5,6525 | 5,6560 | 5,6595 | 5,6630 | 5,6664 |
| 290 | 5,6699 | 5,6733 | 5,6768 | 5,6802 | 5,6836 | 5,6870 | 5,6904 | 5,6937 | 5,6971 | 5,7004 |
| **300** | 5,7038 | 5,7071 | 5,7104 | 5,7137 | 5,7170 | 5,7203 | 5,7236 | 5,7268 | 5,7301 | 5,7333 |
| 310 | 5,7366 | 5,7398 | 5,7430 | 5,7462 | 5,7494 | 5,7526 | 5,7557 | 5,7589 | 5,7621 | 5,7652 |
| 320 | 5,7683 | 5,7714 | 5,7746 | 5,7777 | 5,7807 | 5,7838 | 5,7869 | 5,7900 | 5,7930 | 5,7961 |
| 330 | 5,7991 | 5,8021 | 5,8051 | 5,8081 | 5,8111 | 5,8141 | 5,8171 | 5,8201 | 5,8230 | 5,8260 |
| 340 | 5,8289 | 5,8319 | 5,8348 | 5,8377 | 5,8406 | 5,8435 | 5,8464 | 5,8493 | 5,8522 | 5,8551 |
| 350 | 5,8579 | 5,8608 | 5,8636 | 5,8665 | 5,8693 | 5,8721 | 5,8749 | 5,8777 | 5,8805 | 5,8833 |
| 360 | 5,8861 | 5,8889 | 5,8916 | 5,8944 | 5,8972 | 5,8999 | 5,9026 | 5,9054 | 5,9081 | 5,9011 |
| 370 | 5,9135 | 5,9162 | 5,9189 | 5,9216 | 5,9243 | 5,9269 | 5,9296 | 5,9322 | 5,9349 | 5,9375 |
| 380 | 5,9402 | 5,9428 | 5,9454 | 5,9480 | 5,9506 | 5,9532 | 5,9558 | 5,9584 | 5,9610 | 5,9636 |
| 390 | 5,9661 | 5,9687 | 5,9713 | 5,9738 | 5,9764 | 5,9789 | 5,9814 | 5,9839 | 5,9865 | 5,9890 |
| **400** | 5,9915 | 5,9940 | 5,9965 | 5,9989 | 6,0014 | 6,0039 | 6,0064 | 6,0088 | 6,0113 | 6,0137 |
| 410 | 6,0162 | 6,0186 | 6,0210 | 6,0234 | 6,0259 | 6,0283 | 6,0307 | 6,0331 | 6,0355 | 6,0379 |
| 420 | 6,0403 | 6,0426 | 6,0450 | 6,0474 | 6,0497 | 6,0521 | 6,0544 | 6,0568 | 6,0591 | 6,0615 |
| 430 | 6,0638 | 6,0661 | 6,0684 | 6,0707 | 6,0730 | 6,0753 | 6,0776 | 6,0799 | 6,0822 | 6,0845 |
| 440 | 6,0868 | 6,0890 | 6,0913 | 6,0936 | 6,0958 | 6,0981 | 6,1003 | 6,1026 | 6,1048 | 6,1070 |
| 450 | 6,1092 | 6,1115 | 6,1137 | 6,1159 | 6,1181 | 6,1203 | 6,1225 | 6,1247 | 6,1269 | 6,1291 |
| 460 | 6,1312 | 6,1334 | 6,1356 | 6,1377 | 6,1399 | 6,1420 | 6,1442 | 6,1463 | 6,1485 | 6,1506 |
| 470 | 6,1527 | 6,1549 | 6,1570 | 6,1591 | 6,1612 | 6,1633 | 6,1654 | 6,1675 | 6,1696 | 6,1717 |
| 480 | 6,1738 | 6,1759 | 6,1779 | 6,1800 | 6,1821 | 6,1841 | 6,1862 | 6,1883 | 6,1903 | 6,1924 |
| 490 | 6,1944 | 6,1964 | 6,1985 | 6,2005 | 6,2025 | 6,2046 | 6,2066 | 6,2086 | 6,2106 | 6,2126 |

| *N* | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **500** | 6,2146 | 6,2166 | 6,2186 | 6,2206 | 6,2226 | 6,2246 | 6,2265 | 6,2285 | 6,2305 | 6,2324 |
| 510 | 6,2344 | 6,2364 | 6,2383 | 6,2403 | 6,2422 | 6,2442 | 6,2461 | 6,2480 | 6,2500 | 6,2519 |
| 520 | 6,2538 | 6,2558 | 6,2577 | 6,2596 | 6,2615 | 6,2634 | 6,2653 | 6,2672 | 6,2691 | 6,2710 |
| 530 | 6,2729 | 6,2748 | 6,2766 | 6,2785 | 6,2804 | 6,2823 | 6,2841 | 6,2860 | 6,2879 | 6,2897 |
| 540 | 6,2916 | 6,2934 | 6,2953 | 6,2971 | 6,2989 | 6,3008 | 6,3026 | 6,3044 | 6,3063 | 6,3081 |
| 550 | 6,3099 | 6,3117 | 6,3135 | 6,3154 | 6,3172 | 6,3190 | 6,3208 | 6,3226 | 6,3244 | 6,3261 |
| 560 | 6,3279 | 6,3297 | 6,3315 | 6,3333 | 6,3351 | 6,3368 | 6,3386 | 6,3404 | 6,3421 | 6,3439 |
| 570 | 6,3456 | 6,3474 | 6,3491 | 6,3509 | 6,3526 | 6,3544 | 6,3561 | 6,3578 | 6,3596 | 6,3613 |
| 580 | 6,3630 | 6,3648 | 6,3665 | 6,3682 | 6,3699 | 6,3716 | 6,3733 | 6,3750 | 6,3767 | 6,3784 |
| 590 | 6,3801 | 6,3818 | 6,3835 | 6,3852 | 6,3869 | 6,3886 | 6,3902 | 6,3919 | 6,3936 | 6,3953 |
| **600** | 6,3969 | 6,3986 | 6,4003 | 6,4019 | 6,4036 | 6,4052 | 6,4069 | 6,4085 | 6,4102 | 6,4118 |
| 610 | 6,4135 | 6,4151 | 6,4167 | 6,4184 | 6,4200 | 6,4216 | 6,4232 | 6,4249 | 6,4265 | 6,4281 |
| 620 | 6,4297 | 6,4313 | 6,4329 | 6,4345 | 6,4362 | 6,4378 | 6,4394 | 6,4409 | 6,4425 | 6,4441 |
| 630 | 6,4457 | 6,4473 | 6,4489 | 6,4505 | 6,4520 | 6,4536 | 6,4552 | 6,4568 | 6,4583 | 6,4599 |
| 640 | 6,4615 | 6,4630 | 6,4646 | 6,4661 | 6,4677 | 6,4693 | 6,4708 | 6,4723 | 6,4739 | 6,4754 |
| 650 | 6,4770 | 6,4785 | 6,4800 | 6,4816 | 6,4831 | 6,4846 | 6,4862 | 6,4877 | 6,4892 | 6,4907 |
| 660 | 6,4922 | 6,4938 | 6,4953 | 6,4968 | 6,4983 | 6,4998 | 6,5013 | 6,5028 | 6,5043 | 6,5058 |
| 670 | 6,5073 | 6,5088 | 6,5103 | 6,5117 | 6,5132 | 6,5147 | 6,5162 | 6,5177 | 6,5191 | 6,5206 |
| 680 | 6,5221 | 6,5236 | 6,5250 | 6,5265 | 6,5280 | 6,5294 | 6,5309 | 6,5323 | 6,5338 | 6,5352 |
| 690 | 6,5367 | 6,5381 | 6,5396 | 6,5410 | 6,5425 | 6,5439 | 6,5453 | 6,5468 | 6,5482 | 6,5497 |
| **700** | 6,5511 | 6,5525 | 6,5539 | 6,5554 | 6,5568 | 6,5582 | 6,5596 | 6,5610 | 6,5624 | 6,5639 |
| 710 | 6,5653 | 6,5667 | 6,5681 | 6,5695 | 6,5709 | 6,5723 | 6,5737 | 6,5751 | 6,5765 | 6,5779 |
| 720 | 6,5793 | 6,5806 | 6,5820 | 6,5834 | 6,5848 | 6,5862 | 6,5876 | 6,5889 | 6,5903 | 6,5917 |
| 730 | 6,5930 | 6,5944 | 6,5958 | 6,5971 | 6,5985 | 6,5999 | 6,6012 | 6,6026 | 6,6039 | 6,6053 |
| 740 | 6,6067 | 6,6080 | 6,6093 | 6,6107 | 6,6120 | 6,6134 | 6,6147 | 6,6161 | 6,6174 | 6,6187 |
| 750 | 6,6201 | 6,6214 | 6,6227 | 6,6241 | 6,6254 | 6,6267 | 6,6280 | 6,6294 | 6,6307 | 6,6320 |
| 760 | 6,6333 | 6,6346 | 6,6359 | 6,6373 | 6,6386 | 6,6399 | 6,6412 | 6,6425 | 6,6438 | 6,6451 |
| 770 | 6,6464 | 6,6477 | 6,6490 | 6,6503 | 6,6516 | 6,6529 | 6,6542 | 6,6554 | 6,6567 | 6,6580 |
| 780 | 6,6593 | 6,6606 | 6,6619 | 6,6631 | 6,6644 | 6,6657 | 6,6670 | 6,6682 | 6,6695 | 6,6708 |
| 790 | 6,6720 | 6,6733 | 6,6746 | 6,6758 | 6,6771 | 6,6783 | 6,6796 | 6,6809 | 6,6821 | 6,6834 |
| **800** | 6,6846 | 6,6859 | 6,6871 | 6,6884 | 6,6896 | 6,6908 | 6,6921 | 6,6933 | 6,6946 | 6,6958 |
| 810 | 6,6970 | 6,6983 | 6,6995 | 6,7007 | 6,7020 | 6,7032 | 6,7044 | 6,7056 | 6,7069 | 6,7081 |
| 820 | 6,7093 | 6,7105 | 6,7117 | 6,7130 | 6,7142 | 6,7154 | 6,7166 | 6,7178 | 6,7190 | 6,7202 |
| 830 | 6,7214 | 6,7226 | 6,7238 | 6,7250 | 6,7262 | 6,7274 | 6,7286 | 6,7298 | 6,7310 | 6,7322 |
| 840 | 6,7334 | 6,7346 | 6,7358 | 6,7370 | 6,7382 | 6,7393 | 6,7405 | 6,7417 | 6,7429 | 6,7441 |
| 850 | 6,7452 | 6,7464 | 6,7476 | 6,7488 | 6,7499 | 6,7511 | 6,7523 | 6,7534 | 6,7546 | 6,7558 |
| 860 | 6,7569 | 6,7581 | 6,7593 | 6,7604 | 6,7616 | 6,7627 | 6,7639 | 6,7650 | 6,7662 | 6,7673 |
| 870 | 6,7685 | 6,7696 | 6,7708 | 6,7719 | 6,7731 | 6,7742 | 6,7754 | 6,7765 | 6,7776 | 6,7788 |
| 880 | 6,7799 | 6,7811 | 6,7822 | 6,7833 | 6,7845 | 6,7856 | 6,7867 | 6,7878 | 6,7890 | 6,7901 |
| 890 | 6,7912 | 6,7923 | 6,7935 | 6,7946 | 6,7957 | 6,7968 | 6,7979 | 6,7991 | 6,8002 | 6,8013 |
| **900** | 6,8024 | 6,8035 | 6,8046 | 6,8057 | 6,8068 | 6,8079 | 6,8090 | 6,8101 | 6,8112 | 6,8123 |
| 910 | 6,8134 | 6,8145 | 6,8156 | 6,8167 | 6,8178 | 6,8189 | 6,8200 | 6,8211 | 6,8222 | 6,8233 |
| 920 | 6,8244 | 6,8255 | 6,8265 | 6,8276 | 6,8287 | 6,8298 | 6,8309 | 6,8320 | 6,8330 | 6,8341 |
| 930 | 6,8352 | 6,8363 | 6,8373 | 6,8384 | 6,8395 | 6,8405 | 6,8416 | 6,8427 | 6,8437 | 6,8448 |
| 940 | 6,8459 | 6,8469 | 6,8480 | 6,8491 | 6,8501 | 6,8512 | 6,8522 | 6,8533 | 6,8544 | 6,8554 |
| 950 | 6,8565 | 6,8575 | 6,8586 | 6,8596 | 6,8607 | 6,8617 | 6,8628 | 6,8638 | 6,8648 | 6,8659 |
| 960 | 6,8669 | 6,8680 | 6,8690 | 6,8701 | 6,8711 | 6,8721 | 6,8732 | 6,8742 | 6,8752 | 6,8763 |
| 970 | 6,8773 | 6,8783 | 6,8794 | 6,8804 | 6,8814 | 6,8824 | 6,8835 | 6,8845 | 6,8855 | 6,8865 |
| 980 | 6,8876 | 6,8886 | 6,8896 | 6,8906 | 6,8916 | 6,8926 | 6,8937 | 6,8947 | 6,8957 | 6,8967 |
| 990 | 6,8977 | 6,8987 | 6,8997 | 6,9007 | 6,9017 | 6,9027 | 6,9037 | 6,9047 | 6,9057 | 6,9068 |

| Grad | Sinus | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0′ | 10′ | 20′ | 30′ | 40′ | 50′ | 60′ | |
| **0** | 0,00000 | 0,00291 | 0,00582 | 0,00873 | 0,01164 | 0,01454 | 0,01745 | 89 |
| 1 | 0,01745 | 0,02036 | 0,02327 | 0,02618 | 0,02908 | 0,03199 | 0,03490 | 88 |
| 2 | 0,03490 | 0,03781 | 0,04071 | 0,04362 | 0,04653 | 0,04943 | 0,05234 | 87 |
| 3 | 0,05234 | 0,05524 | 0,05814 | 0,06105 | 0,06395 | 0,06685 | 0,06976 | 86 |
| 4 | 0,06976 | 0,07266 | 0,07556 | 0,07846 | 0,08136 | 0,08426 | 0,08716 | 85 |
| 5 | 0,08716 | 0,09005 | 0,09295 | 0,09585 | 0,09874 | 0,10164 | 0,10453 | 84 |
| 6 | 0,10453 | 0,10742 | 0,11031 | 0,11320 | 0,11609 | 0,11898 | 0,12187 | 83 |
| 7 | 0,12187 | 0,12476 | 0,12764 | 0,13053 | 0,13341 | 0,13629 | 0,13917 | 82 |
| 8 | 0,13917 | 0,14205 | 0,14493 | 0,14781 | 0,15069 | 0,15356 | 0,15643 | 81 |
| 9 | 0,15643 | 0,15931 | 0,16218 | 0,16505 | 0,16792 | 0,17078 | 0,17365 | **80** |
| **10** | 0,17365 | 0,17651 | 0,17937 | 0,18224 | 0,18509 | 0,18795 | 0,19081 | 79 |
| 11 | 0,19081 | 0,19366 | 0,19652 | 0,19937 | 0,20222 | 0,20507 | 0,20791 | 78 |
| 12 | 0,20791 | 0,21076 | 0,21360 | 0,21644 | 0,21928 | 0,22212 | 0,22495 | 77 |
| 13 | 0,22495 | 0,22778 | 0,23062 | 0,23345 | 0,23627 | 0,23910 | 0,24192 | 76 |
| 14 | 0,24192 | 0,24474 | 0,24756 | 0,25038 | 0,25320 | 0,25601 | 0,25882 | 75 |
| 15 | 0,25882 | 0,26163 | 0,26443 | 0,26724 | 0,27004 | 0,27284 | 0,27564 | 74 |
| 16 | 0,27564 | 0,27843 | 0,28123 | 0,28402 | 0,28680 | 0,28959 | 0,29237 | 73 |
| 17 | 0,29237 | 0,29515 | 0,29793 | 0,30071 | 0,30348 | 0,30625 | 0,30902 | 72 |
| 18 | 0,30902 | 0,31178 | 0,31454 | 0,31730 | 0,32006 | 0,32282 | 0,32557 | 71 |
| 19 | 0,32557 | 0,32832 | 0,33106 | 0,33381 | 0,33655 | 0,33929 | 0,34202 | **70** |
| **20** | 0,34202 | 0,34475 | 0,34748 | 0,35021 | 0,35293 | 0,35565 | 0,35837 | 69 |
| 21 | 0,35837 | 0,36108 | 0,36379 | 0,36650 | 0,36921 | 0,37191 | 0,37461 | 68 |
| 22 | 0,37461 | 0,37730 | 0,37999 | 0,38268 | 0,38537 | 0,38805 | 0,39073 | 67 |
| 23 | 0,39073 | 0,39341 | 0,39608 | 0,39875 | 0,40141 | 0,40408 | 0,40674 | 66 |
| 24 | 0,40674 | 0,40939 | 0,41204 | 0,41469 | 0,41734 | 0,41998 | 0,42262 | 65 |
| 25 | 0,42262 | 0,42525 | 0,42788 | 0,43051 | 0,43313 | 0,43575 | 0,43837 | 64 |
| 26 | 0,43837 | 0,44098 | 0,44359 | 0,44620 | 0,44880 | 0,45140 | 0,45399 | 63 |
| 27 | 0,45399 | 0,45658 | 0,45917 | 0,46175 | 0,46433 | 0,46690 | 0,46947 | 62 |
| 28 | 0,46947 | 0,47204 | 0,47460 | 0,47716 | 0,47971 | 0,48226 | 0,48481 | 61 |
| 29 | 0,48481 | 0,48735 | 0,48989 | 0,49242 | 0,49495 | 0,49748 | 0,50000 | **60** |
| **30** | 0,50000 | 0,50252 | 0,50503 | 0,50754 | 0,51004 | 0,51254 | 0,51504 | 59 |
| 31 | 0,51504 | 0,51753 | 0,52002 | 0,52250 | 0,52498 | 0,52745 | 0,52992 | 58 |
| 32 | 0,52992 | 0,53238 | 0,53484 | 0,53730 | 0,53975 | 0,54220 | 0,54464 | 57 |
| 33 | 0,54464 | 0,54708 | 0,54951 | 0,55194 | 0,55436 | 0,55678 | 0,55919 | 56 |
| 34 | 0,55919 | 0,56160 | 0,56401 | 0,56641 | 0,56880 | 0,57119 | 0,57358 | 55 |
| 35 | 0,57358 | 0,57596 | 0,57833 | 0,58070 | 0,58307 | 0,58543 | 0,58779 | 54 |
| 36 | 0,58779 | 0,59014 | 0,59248 | 0,59482 | 0,59716 | 0,59949 | 0,60182 | 53 |
| 37 | 0,60182 | 0,60414 | 0,60645 | 0,60876 | 0,61107 | 0,61337 | 0,61566 | 52 |
| 38 | 0,61566 | 0,61795 | 0,62024 | 0,62251 | 0,62479 | 0,62706 | 0,62932 | 51 |
| 39 | 0,62932 | 0,63158 | 0,63383 | 0,63608 | 0,63832 | 0,64056 | 0,64279 | **50** |
| **40** | 0,64279 | 0,64501 | 0,64723 | 0,64945 | 0,65166 | 0,65386 | 0,65606 | 49 |
| 41 | 0,65606 | 0,65825 | 0,66044 | 0,66262 | 0,66480 | 0,66697 | 0,66913 | 48 |
| 42 | 0,66913 | 0,67129 | 0,67344 | 0,67559 | 0,67773 | 0,67987 | 0,68200 | 47 |
| 43 | 0,68200 | 0,68412 | 0,68624 | 0,68835 | 0,69046 | 0,69256 | 0,69466 | 46 |
| 44 | 0,69466 | 0,69675 | 0,69883 | 0,70091 | 0,70298 | 0,70505 | 0,70711 | 45 |
| | 60′ | 50′ | 40′ | 30′ | 20′ | 10′ | 0′ | Grad |
| | Cosinus | | | | | | | |

| Grad | Cosinus | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0′ | 10′ | 20′ | 30′ | 40′ | 50′ | 60′ | |
| **0** | 1,00000 | 1,00000 | 0,99998 | 0,99996 | 0,99993 | 0,99989 | 0,99985 | 89 |
| 1 | 0,99985 | 0,99979 | 0,99973 | 0,99966 | 0,99958 | 0,99949 | 0,99939 | 88 |
| 2 | 0,99939 | 0,99929 | 0,99917 | 0,99905 | 0,99892 | 0,99878 | 0,99863 | 87 |
| 3 | 0,99863 | 0,99847 | 0,99831 | 0,99813 | 0,99795 | 0,99776 | 0,99756 | 86 |
| 4 | 0,99756 | 0,99736 | 0,99714 | 0,99692 | 0,99668 | 0,99644 | 0,99619 | 85 |
| 5 | 0,99619 | 0,99594 | 0,99567 | 0,99540 | 0,99511 | 0,99482 | 0,99452 | 84 |
| 6 | 0,99452 | 0,99421 | 0,99390 | 0,99357 | 0,99324 | 0,99290 | 0,99255 | 83 |
| 7 | 0,99255 | 0,99219 | 0,99182 | 0,99144 | 0,99106 | 0,99067 | 0,99027 | 82 |
| 8 | 0,99027 | 0,98986 | 0,98944 | 0,98902 | 0,98858 | 0,98814 | 0,98769 | 81 |
| 9 | 0,98769 | 0,98723 | 0,98676 | 0,98629 | 0,98580 | 0,98531 | 0,98481 | **80** |
| **10** | 0,98481 | 0,98430 | 0,98378 | 0,98325 | 0,98272 | 0,98218 | 0,98163 | 79 |
| 11 | 0,98163 | 0,98107 | 0,98050 | 0,97992 | 0,97934 | 0,97875 | 0,97815 | 78 |
| 12 | 0,97815 | 0,97754 | 0,97692 | 0,97630 | 0,97566 | 0,97502 | 0,97437 | 77 |
| 13 | 0,97437 | 0,97371 | 0,97304 | 0,97237 | 0,97169 | 0,97100 | 0,97030 | 76 |
| 14 | 0,97030 | 0,96959 | 0,96887 | 0,96815 | 0,96742 | 0,96667 | 0,96593 | 75 |
| 15 | 0,96593 | 0,96517 | 0,96440 | 0,96363 | 0,96285 | 0,96206 | 0,96126 | 74 |
| 16 | 0,96126 | 0,96046 | 0,95964 | 0,95882 | 0,95799 | 0,95715 | 0,95630 | 73 |
| 17 | 0,95630 | 0,95545 | 0,95459 | 0,95372 | 0,95284 | 0,95195 | 0,95106 | 72 |
| 18 | 0,95106 | 0,95015 | 0,94924 | 0,94832 | 0,94740 | 0,94646 | 0,94552 | 71 |
| 19 | 0,94552 | 0,94457 | 0,94361 | 0,94264 | 0,94167 | 0,94068 | 0,93969 | **70** |
| **20** | 0,93969 | 0,93869 | 0,93769 | 0,93667 | 0,93565 | 0,93462 | 0,93358 | 69 |
| 21 | 0,93358 | 0,93253 | 0,93148 | 0,93042 | 0,92935 | 0,92827 | 0,92718 | 68 |
| 22 | 0,92718 | 0,92609 | 0,92499 | 0,92388 | 0,92276 | 0,92164 | 0,92050 | 67 |
| 23 | 0,92050 | 0,91936 | 0,91822 | 0,91706 | 0,91590 | 0,91472 | 0,91355 | 66 |
| 24 | 0,91355 | 0,91236 | 0,91116 | 0,90996 | 0,90875 | 0,90753 | 0,90631 | 65 |
| 25 | 0,90631 | 0,90507 | 0,90383 | 0,90259 | 0,90133 | 0,90007 | 0,89879 | 64 |
| 26 | 0,89879 | 0,89752 | 0,89623 | 0,89493 | 0,89363 | 0,89232 | 0,89101 | 63 |
| 27 | 0,89101 | 0,88968 | 0,88835 | 0,88701 | 0,88566 | 0,88431 | 0,88295 | 62 |
| 28 | 0,88295 | 0,88158 | 0,88020 | 0,87882 | 0,87743 | 0,87603 | 0,87462 | 61 |
| 29 | 0,87462 | 0,87321 | 0,87178 | 0,87036 | 0,86892 | 0,86748 | 0,86603 | **60** |
| **30** | 0,86603 | 0,86457 | 0,86310 | 0,86163 | 0,86015 | 0,85866 | 0,85717 | 59 |
| 31 | 0,85717 | 0,85567 | 0,85416 | 0,85264 | 0,85112 | 0,84959 | 0,84805 | 58 |
| 32 | 0,84805 | 0,84650 | 0,84495 | 0,84339 | 0,84182 | 0,84025 | 0,83867 | 57 |
| 33 | 0,83867 | 0,83708 | 0,83549 | 0,83389 | 0,83228 | 0,83066 | 0,82904 | 56 |
| 34 | 0,82904 | 0,82741 | 0,82577 | 0,82413 | 0,82248 | 0,82082 | 0,81915 | 55 |
| 35 | 0,81915 | 0,81748 | 0,81580 | 0,81412 | 0,81242 | 0,81072 | 0,80902 | 54 |
| 36 | 0,80902 | 0,80730 | 0,80558 | 0,80386 | 0,80212 | 0,80038 | 0,79864 | 53 |
| 37 | 0,79864 | 0,79688 | 0,79512 | 0,79335 | 0,79158 | 0,78980 | 0,78801 | 52 |
| 38 | 0,78801 | 0,78622 | 0,78442 | 0,78261 | 0,78079 | 0,77897 | 0,77715 | 51 |
| 39 | 0,77715 | 0,77531 | 0,77347 | 0,77162 | 0,76977 | 0,76791 | 0,76604 | **50** |
| **40** | 0,76604 | 0,76417 | 0,76229 | 0,76041 | 0,75851 | 0,75661 | 0,75471 | 49 |
| 41 | 0,75471 | 0,75280 | 0,75088 | 0,74896 | 0,74703 | 0,74509 | 0,74314 | 48 |
| 42 | 0,74314 | 0,74120 | 0,73924 | 0,73728 | 0,73531 | 0,73333 | 0,73135 | 47 |
| 43 | 0,73135 | 0,72937 | 0,72737 | 0,72537 | 0,72337 | 0,72136 | 0,71934 | 46 |
| 44 | 0,71934 | 0,71732 | 0,71529 | 0,71325 | 0,71121 | 0,70916 | 0,70711 | 45 |
| | 60′ | 50′ | 40′ | 30′ | 20′ | 10′ | 0′ | Grad |
| | Sinus | | | | | | | |

| Grad | Tangens | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0′ | 10′ | 20′ | 30′ | 40′ | 50′ | 60′ | |
| **0** | 0,00000 | 0,00291 | 0,00582 | 0,00873 | 0,01164 | 0,01455 | 0,01746 | 89 |
| 1 | 0,01746 | 0,02036 | 0,02328 | 0,02619 | 0,02910 | 0,03201 | 0,03492 | 88 |
| 2 | 0,03492 | 0,03783 | 0,04075 | 0,04366 | 0,04658 | 0,04949 | 0,05241 | 87 |
| 3 | 0,05241 | 0,05533 | 0,05824 | 0,06116 | 0,06408 | 0,06700 | 0,06993 | 86 |
| 4 | 0,06993 | 0,07285 | 0,07578 | 0,07870 | 0,08163 | 0,08456 | 0,08749 | 85 |
| 5 | 0,08749 | 0,09042 | 0,09335 | 0,09629 | 0,09923 | 0,10216 | 0,10510 | 84 |
| 6 | 0,10510 | 0,10805 | 0,11099 | 0,11394 | 0,11688 | 0,11983 | 0,12278 | 83 |
| 7 | 0,12278 | 0,12574 | 0,12869 | 0,13165 | 0,13461 | 0,13758 | 0,14054 | 82 |
| 8 | 0,14054 | 0,14351 | 0,14648 | 0,14945 | 0,15243 | 0,15540 | 0,15838 | 81 |
| 9 | 0,15838 | 0,16137 | 0,16435 | 0,16734 | 0,17033 | 0,17333 | 0,17633 | **80** |
| **10** | 0,17633 | 0,17933 | 0,18233 | 0,18534 | 0,18835 | 0,19136 | 0,19438 | 79 |
| 11 | 0,19438 | 0,19740 | 0,20042 | 0,20345 | 0,20648 | 0,20952 | 0,21256 | 78 |
| 12 | 0,21256 | 0,21560 | 0,21864 | 0,22169 | 0,22475 | 0,22781 | 0,23087 | 77 |
| 13 | 0,23087 | 0,23393 | 0,23700 | 0,24008 | 0,24316 | 0,24624 | 0,24933 | 76 |
| 14 | 0,24933 | 0,25242 | 0,25552 | 0,25862 | 0,26172 | 0,26483 | 0,26795 | 75 |
| 15 | 0,26795 | 0,27107 | 0,27419 | 0,27732 | 0,28046 | 0,28360 | 0,28675 | 74 |
| 16 | 0,28675 | 0,28990 | 0,29305 | 0,29621 | 0,29938 | 0,30255 | 0,30573 | 73 |
| 17 | 0,30573 | 0,30891 | 0,31210 | 0,31530 | 0,31850 | 0,32171 | 0,32492 | 72 |
| 18 | 0,32492 | 0,32814 | 0,33136 | 0,33460 | 0,33783 | 0,34108 | 0,34433 | 71 |
| 19 | 0,34433 | 0,34758 | 0,35085 | 0,35412 | 0,35740 | 0,36068 | 0,36397 | **70** |
| **20** | 0,36397 | 0,36727 | 0,37057 | 0,37388 | 0,37720 | 0,38053 | 0,38386 | 69 |
| 21 | 0,38386 | 0,38721 | 0,39055 | 0,39391 | 0,39727 | 0,40065 | 0,40403 | 68 |
| 22 | 0,40403 | 0,40741 | 0,41081 | 0,41421 | 0,41763 | 0,42105 | 0,42447 | 67 |
| 23 | 0,42447 | 0,42791 | 0,43136 | 0,43481 | 0,43828 | 0,44175 | 0,44523 | 66 |
| 24 | 0,44523 | 0,44872 | 0,45222 | 0,45573 | 0,45924 | 0,46277 | 0,46631 | 65 |
| 25 | 0,46631 | 0,46985 | 0,47341 | 0,47698 | 0,48055 | 0,48414 | 0,48773 | 64 |
| 26 | 0,48773 | 0,49134 | 0,49495 | 0,49858 | 0,50222 | 0,50587 | 0,50953 | 63 |
| 27 | 0,50953 | 0,51319 | 0,51688 | 0,52057 | 0,52427 | 0,52798 | 0,53171 | 62 |
| 28 | 0,53171 | 0,53545 | 0,53920 | 0,54296 | 0,54637 | 0,55051 | 0,55431 | 61 |
| 29 | 0,55431 | 0,55812 | 0,56194 | 0,56577 | 0,56962 | 0,57348 | 0,57735 | **60** |
| **30** | 0,57735 | 0,58124 | 0,58513 | 0,58905 | 0,59297 | 0,59691 | 0,60086 | 59 |
| 31 | 0,60086 | 0,60483 | 0,60881 | 0,61280 | 0,61681 | 0,62083 | 0,62487 | 58 |
| 32 | 0,62487 | 0,62892 | 0,63299 | 0,63707 | 0,64117 | 0,64528 | 0,64941 | 57 |
| 33 | 0,64941 | 0,65355 | 0,65771 | 0,66189 | 0,66608 | 0,67028 | 0,67451 | 56 |
| 34 | 0,67451 | 0,67875 | 0,68301 | 0,68728 | 0,69157 | 0,69588 | 0,70021 | 55 |
| 35 | 0,70021 | 0,70455 | 0,70891 | 0,71329 | 0,71769 | 0,72211 | 0,72654 | 54 |
| 36 | 0,72654 | 0,73100 | 0,73547 | 0,73996 | 0,74447 | 0,74900 | 0,75355 | 53 |
| 37 | 0,75355 | 0,75812 | 0,76272 | 0,76733 | 0,77196 | 0,77661 | 0,78129 | 52 |
| 38 | 0,78129 | 0,78598 | 0,79070 | 0,79544 | 0,80020 | 0,80498 | 0,80978 | 51 |
| 39 | 0,80978 | 0,81461 | 0,81946 | 0,82434 | 0,82923 | 0,83415 | 0,83910 | **50** |
| **40** | 0,83910 | 0,84407 | 0,84906 | 0,85408 | 0,85912 | 0,86419 | 0,86929 | 49 |
| 41 | 0,86929 | 0,87441 | 0,87955 | 0,88473 | 0,88992 | 0,89515 | 0,90040 | 48 |
| 42 | 0,90040 | 0,90569 | 0,91099 | 0,91633 | 0,92170 | 0,92709 | 0,93252 | 47 |
| 43 | 0,93252 | 0,93797 | 0,94345 | 0,94896 | 0,95451 | 0,96008 | 0,96569 | 46 |
| 44 | 0,96569 | 0,97133 | 0,97700 | 0,98270 | 0,98843 | 0,99420 | 1,00000 | 45 |
| | 60′ | 50′ | 40′ | 30′ | 20′ | 10′ | 0′ | Grad |
| | Cotangens | | | | | | | |

| Grad | Cotangens 0′ | 10′ | 20′ | 30′ | 40′ | 50′ | 60′ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **0** | ∞ | 343,77371 | 171,88540 | 114,58865 | 85,93979 | 68,75009 | 57,28996 | 89 |
| 1 | 57,28996 | 49,10388 | 42,96408 | 38,18846 | 34,36777 | 31,24158 | 28,63625 | 88 |
| 2 | 28,63625 | 26,43160 | 24,54176 | 22,90377 | 21,47040 | 20,20555 | 19,08114 | 87 |
| 3 | 19,08114 | 18,07498 | 17,16934 | 16,34986 | 15,60478 | 14,92442 | 14,30067 | 86 |
| 4 | 14,30067 | 13,72674 | 13,19688 | 12,70621 | 12,25051 | 11,82617 | 11,43005 | 85 |
| 5 | 11,43005 | 11,05943 | 10,71191 | 10,38540 | 10,07803 | 9,78817 | 9,51436 | 84 |
| 6 | 9,51436 | 9,25530 | 9,00983 | 8,77689 | 8,55555 | 8,34496 | 8,14435 | 83 |
| 7 | 8,14435 | 7,95302 | 7,77035 | 7,59575 | 7,42871 | 7,26873 | 7,11537 | 82 |
| 8 | 7,11537 | 6,96823 | 6,82694 | 6,69116 | 6,56055 | 6,43484 | 6,31375 | 81 |
| 9 | 6,31375 | 6,19703 | 6,08444 | 5,97576 | 5,87080 | 5,76937 | 5,67128 | **80** |
| **10** | 5,67128 | 5,57638 | 5,48451 | 5,39552 | 5,30928 | 5,22566 | 5,14455 | 79 |
| 11 | 5,14455 | 5,06584 | 4,98940 | 4,91516 | 4,84300 | 4,77286 | 4,70463 | 78 |
| 12 | 4,70463 | 4,63825 | 4,57363 | 4,51071 | 4,44942 | 4,38969 | 4,33148 | 77 |
| 13 | 4,33148 | 4,27471 | 4,21933 | 4,16530 | 4,11256 | 4,06107 | 4,01078 | 76 |
| 14 | 4,01078 | 3,96165 | 3,91364 | 3,86671 | 3,82083 | 3,77595 | 3,73205 | 75 |
| 15 | 3,73205 | 3,68909 | 3,64705 | 3,60588 | 3,56557 | 3,52609 | 3,48741 | 74 |
| 16 | 3,48741 | 3,44951 | 3,41236 | 3,37594 | 3,34023 | 3,30521 | 3,27085 | 73 |
| 17 | 3,27085 | 3,23714 | 3,20406 | 3,17159 | 3,13972 | 3,10842 | 3,07768 | 72 |
| 18 | 3,07768 | 3,04749 | 3,01782 | 2,98869 | 2,96004 | 2,93189 | 2,90421 | 71 |
| 19 | 2,90421 | 2,87700 | 2,85023 | 2,82391 | 2,79802 | 2,77254 | 2,74748 | **70** |
| **20** | 2,74748 | 2,72281 | 2,69853 | 2,67462 | 2,65109 | 2,62791 | 2,60509 | 69 |
| 21 | 2,60509 | 2,58261 | 2,56046 | 2,53865 | 2,51715 | 2,49597 | 2,47509 | 68 |
| 22 | 2,47509 | 2,45451 | 2,43422 | 2,41421 | 2,39449 | 2,37504 | 2,35585 | 67 |
| 23 | 2,35585 | 2,33693 | 2,31826 | 2,29984 | 2,28167 | 2,26374 | 2,24604 | 66 |
| 24 | 2,24604 | 2,22857 | 2,21132 | 2,19430 | 2,17749 | 2,16090 | 2,14451 | 65 |
| 25 | 2,14451 | 2,12832 | 2,11233 | 2,09654 | 2,08094 | 2,06553 | 2,05030 | 64 |
| 26 | 2,05030 | 2,03526 | 2,02039 | 2,00569 | 1,99116 | 1,97680 | 1,96261 | 63 |
| 27 | 1,96261 | 1,94858 | 1,93470 | 1,92098 | 1,90741 | 1,89400 | 1,88073 | 62 |
| 28 | 1,88073 | 1,86760 | 1,85462 | 1,84177 | 1,82906 | 1,81649 | 1,80405 | 61 |
| 29 | 1,80405 | 1,79174 | 1,77955 | 1,76749 | 1,75556 | 1,74375 | 1,73205 | **60** |
| **30** | 1,73205 | 1,72047 | 1,70901 | 1,69766 | 1,68643 | 1,67530 | 1,66428 | 59 |
| 31 | 1,66428 | 1,65337 | 1,64256 | 1,63185 | 1,92125 | 1,61074 | 1,60033 | 58 |
| 32 | 1,60033 | 1,59002 | 1,57981 | 1,56969 | 1,55966 | 1,54972 | 1,53987 | 57 |
| 33 | 1,53987 | 1,53010 | 1,52043 | 1,51084 | 1,50133 | 1,49190 | 1,48256 | 56 |
| 34 | 1,48256 | 1,47330 | 1,46411 | 1,45501 | 1,44598 | 1,43703 | 1,42815 | 55 |
| 35 | 1,42815 | 1,41934 | 1,41061 | 1,40195 | 1,39336 | 1,38484 | 1,37638 | 54 |
| 36 | 1,37638 | 1,36800 | 1,35968 | 1,35142 | 1,34323 | 1,33511 | 1,32704 | 53 |
| 37 | 1,32704 | 1,31904 | 1,31110 | 1,30323 | 1,29541 | 1,28764 | 1,27994 | 52 |
| 38 | 1,27994 | 1,27230 | 1,26471 | 1,25717 | 1,24969 | 1,24227 | 1,23490 | 51 |
| 39 | 1,23490 | 1,22758 | 1,22031 | 1,21310 | 1,20593 | 1,19882 | 1,19175 | **50** |
| **40** | 1,19175 | 1,18474 | 1,17777 | 1,17085 | 1,16398 | 1,15715 | 1,15037 | 49 |
| 41 | 1,15037 | 1,14363 | 1,13694 | 1,13029 | 1,12369 | 1,11713 | 1,11061 | 48 |
| 42 | 1,11061 | 1,10414 | 1,09770 | 1,09131 | 1,08496 | 1,07864 | 1,07237 | 47 |
| 43 | 1,07237 | 1,06613 | 1,05994 | 1,05378 | 1,04766 | 1,04158 | 1,03553 | 46 |
| 44 | 1,03553 | 1,02952 | 1,02355 | 1,01761 | 1,01170 | 1,00583 | 1,00000 | 45 |
| | 60′ | 50′ | 40′ | 30′ | 20′ | 10′ | 0′ Tangens | Grad |

## D. Bogenlängen, Bogenhöhen, Sehnenlängen und Kreisabschnitte für den Halbmesser = 1.

| Centriwinkel in Grad | Bogenlänge | Bogenhöhe | Sehnenlänge | Inhalt des Kreisabschnittes | Centriwinkel in Grad | Bogenlänge | Bogenhöhe | Sehnenlänge | Inhalt des Kreisabschnittes |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,0175 | 0,0000 | 0,0175 | 0,00000 | 46 | 0,8029 | 0,0795 | 0,7815 | 0,04176 |
| 2 | 0,0349 | 0,0002 | 0,0349 | 0,00000 | 47 | 0,8203 | 0,0829 | 0,7975 | 0,04448 |
| 3 | 0,0524 | 0,0003 | 0,0524 | 0,00001 | 48 | 0,8378 | 0,0865 | 0,8135 | 0,04731 |
| 4 | 0,0698 | 0,0006 | 0,0698 | 0,00003 | 49 | 0,8552 | 0,0900 | 0,8294 | 0,05025 |
| 5 | 0,0873 | 0,0010 | 0,0872 | 0,00006 | **50** | 0,8727 | 0,0937 | 0,8452 | 0,05331 |
| 6 | 0,1047 | 0,0014 | 0,1047 | 0,00010 | 51 | 0,8901 | 0,0974 | 0,8610 | 0,05649 |
| 7 | 0,1222 | 0,0019 | 0,1221 | 0,00015 | 52 | 0,9076 | 0,1012 | 0,8767 | 0,05978 |
| 8 | 0,1396 | 0,0024 | 0,1395 | 0,00023 | 53 | 0,9250 | 0,1051 | 0,8924 | 0,06319 |
| 9 | 0,1571 | 0,0031 | 0,1569 | 0,00032 | 54 | 0,9425 | 0,1090 | 0,9080 | 0,06673 |
| **10** | 0,1745 | 0,0038 | 0,1743 | 0,00044 | 55 | 0,9599 | 0,1130 | 0,9235 | 0,07039 |
| 11 | 0,1920 | 0,0046 | 0,1917 | 0,00059 | 56 | 0,9774 | 0,1171 | 0,9389 | 0,07417 |
| 12 | 0,2094 | 0,0055 | 0,2091 | 0,00076 | 57 | 0,9948 | 0,1212 | 0,9543 | 0,07808 |
| 13 | 0,2269 | 0,0064 | 0,2264 | 0,00097 | 58 | 1,0123 | 0,1254 | 0,9696 | 0,08212 |
| 14 | 0,2443 | 0,0075 | 0,2437 | 0,00121 | 59 | 1,0297 | 0,1296 | 0,9848 | 0,08629 |
| 15 | 0,2618 | 0,0086 | 0,2611 | 0,00149 | **60** | 1,0472 | 0,1340 | 1,0000 | 0,09059 |
| 16 | 0,2793 | 0,0097 | 0,2783 | 0,00181 | 61 | 1,0647 | 0,1384 | 1,0151 | 0,09502 |
| 17 | 0,2967 | 0,0110 | 0,2956 | 0,00217 | 62 | 1,0821 | 0,1428 | 1,0301 | 0,09958 |
| 18 | 0,3142 | 0,0123 | 0,3129 | 0,00257 | 63 | 1,0996 | 0,1474 | 1,0450 | 0,10428 |
| 19 | 0,3316 | 0,0137 | 0,3301 | 0,00302 | 64 | 1,1170 | 0,1520 | 1,0598 | 0,10911 |
| **20** | 0,3491 | 0,0152 | 0,3473 | 0,00352 | 65 | 1,1345 | 0,1566 | 1,0746 | 0,11408 |
| 21 | 0,3665 | 0,0167 | 0,3645 | 0,00408 | 66 | 1,1519 | 0,1613 | 1,0893 | 0,11919 |
| 22 | 0,3840 | 0,0184 | 0,3816 | 0,00468 | 67 | 1,1694 | 0,1661 | 1,1039 | 0,12443 |
| 23 | 0,4014 | 0,0201 | 0,3987 | 0,00535 | 68 | 1,1868 | 0,1710 | 1,1184 | 0,12982 |
| 24 | 0,4189 | 0,0219 | 0,4158 | 0,00607 | 69 | 1,2043 | 0,1759 | 1,1328 | 0,13535 |
| 25 | 0,4363 | 0,0237 | 0,4329 | 0,00686 | **70** | 1,2217 | 0,1808 | 1,1472 | 0,14102 |
| 26 | 0,4538 | 0,0256 | 0,4499 | 0,00771 | 71 | 1,2392 | 0,1859 | 1,1614 | 0,14683 |
| 27 | 0,4712 | 0,0276 | 0,4669 | 0,00862 | 72 | 1,2566 | 0,1910 | 1,1756 | 0,15279 |
| 28 | 0,4887 | 0,0297 | 0,4838 | 0,00961 | 73 | 1,2741 | 0,1961 | 1,1896 | 0,15889 |
| 29 | 0,5061 | 0,0319 | 0,5008 | 0,01067 | 74 | 1,2915 | 0,2014 | 1,2036 | 0,16514 |
| **30** | 0,5236 | 0,0341 | 0,5176 | 0,01180 | 75 | 1,3090 | 0,2066 | 1,2175 | 0,17154 |
| 31 | 0,5411 | 0,0364 | 0,5345 | 0,01301 | 76 | 1,3265 | 0,2120 | 1,2313 | 0,17808 |
| 32 | 0,5585 | 0,0387 | 0,5512 | 0,01429 | 77 | 1,3439 | 0,2174 | 1,2450 | 0,18477 |
| 33 | 0,5760 | 0,0412 | 0,5680 | 0,01566 | 78 | 1,3614 | 0,2229 | 1,2586 | 0,19160 |
| 34 | 0,5934 | 0,0437 | 0,5847 | 0,01711 | 79 | 1,3788 | 0,2284 | 1,2722 | 0,19859 |
| 35 | 0,6109 | 0,0463 | 0,6014 | 0,01864 | **80** | 1,3963 | 0,2340 | 1,2856 | 0,20573 |
| 36 | 0,6283 | 0,0489 | 0,6180 | 0,02027 | 81 | 1,4137 | 0,2396 | 1,2989 | 0,21301 |
| 37 | 0,6458 | 0,0517 | 0,6346 | 0,02198 | 82 | 1,4312 | 0,2453 | 1,3121 | 0,22045 |
| 38 | 0,6632 | 0,0545 | 0,6511 | 0,02378 | 83 | 1,4486 | 0,2510 | 1,3252 | 0,22804 |
| 39 | 0,6807 | 0,0574 | 0,6676 | 0,02568 | 84 | 1,4661 | 0,2569 | 1,3383 | 0,23578 |
| **40** | 0,6981 | 0,0603 | 0,6840 | 0,02767 | 85 | 1,4835 | 0,2627 | 1,3512 | 0,24367 |
| 41 | 0,7156 | 0,0633 | 0,7004 | 0,02976 | 86 | 1,5010 | 0,2686 | 1,3640 | 0,25171 |
| 42 | 0,7330 | 0,0664 | 0,7167 | 0,03195 | 87 | 1,5184 | 0,2746 | 1,3767 | 0,25990 |
| 43 | 0,7505 | 0,0696 | 0,7330 | 0,03425 | 88 | 1,5359 | 0,2807 | 1,3893 | 0,26825 |
| 44 | 0,7679 | 0,0728 | 0,7492 | 0,03664 | 89 | 1,5533 | 0,2867 | 1,4018 | 0,27675 |
| 45 | 0,7854 | 0,0761 | 0,7654 | 0,03915 | **90** | 1,5708 | 0,2929 | 1,4142 | 0,28540 |

**Ist $r$ der Kreishalbmesser und $\varphi$ der Centriwinkel in Grad, so ergibt sich:**

**1) die Sehnenlänge:** $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$;

**2) die Bogenhöhe:** $h = r\left(1 - \cos \frac{\varphi}{2}\right) = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} = 2r \sin^2 \frac{\varphi}{4}$;

| Centri-winkel in Grad | Bogen-länge | Bogen-höhe | Sehnen-länge | Inhalt des Kreisab-schnittes | Centri-winkel in Grad | Bogen-länge | Bogen-höhe | Sehnen-länge | Inhalt des Kreisab-schnittes |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 91 | 1,5882 | 0,2991 | 1,4265 | 0,29420 | 136 | 2,3736 | 0,6254 | 1,8544 | 0,83949 |
| 92 | 1,6057 | 0,3053 | 1,4387 | 0,30316 | 137 | 2,3911 | 0,6335 | 1,8608 | 0,85455 |
| 93 | 1,6232 | 0,3116 | 1,4507 | 0,31226 | 138 | 2,4086 | 0,6416 | 1,8672 | 0,86971 |
| 94 | 1,6406 | 0,3180 | 1,4627 | 0,32152 | 139 | 2,4260 | 0,6498 | 1,8733 | 0,88497 |
| 95 | 1,6580 | 0,3244 | 1,4746 | 0,33093 | **140** | 2,4435 | 0,6580 | 1,8794 | 0,90034 |
| 96 | 1,6755 | 0,3309 | 1,4863 | 0,34050 | 141 | 2,4609 | 0,6662 | 1,8853 | 0,91580 |
| 97 | 1,6930 | 0,3374 | 1,4979 | 0,35021 | 142 | 2,4784 | 0,6744 | 1,8910 | 0,93135 |
| 99 | 1,7104 | 0,3439 | 1,5094 | 0,36008 | 143 | 2,4958 | 0,6827 | 1,8966 | 0,94700 |
| 98 | 1,7279 | 0,3506 | 1,5208 | 0,37009 | 144 | 2,5133 | 0,6910 | 1,9021 | 0,96274 |
| **100** | 1,7453 | 0,3275 | 1,5321 | 0,38026 | 145 | 2,5307 | 0,6993 | 1,9074 | 0,97858 |
| 101 | 1,7628 | 0,3639 | 1,5432 | 0,39058 | 146 | 2,5482 | 0,7076 | 1,9126 | 0,99449 |
| 102 | 1,7802 | 0,3707 | 1,5543 | 0,40104 | 147 | 2,5656 | 0,7160 | 1,9176 | 1,01050 |
| 103 | 1,7977 | 0,3775 | 1,5652 | 0,41166 | 148 | 2,5831 | 0,7244 | 1,9225 | 1,02658 |
| 104 | 1,8151 | 0,3843 | 1,5760 | 0,42242 | 149 | 2,6005 | 0,7328 | 1,9273 | 1,04275 |
| 105 | 1,8326 | 0,3912 | 1,5867 | 0,43333 | **150** | 2,6180 | 0,7412 | 1,9319 | 1,05900 |
| 106 | 1,8500 | 0,3982 | 1,5973 | 0,44439 | 151 | 2,6354 | 0,7496 | 1,9363 | 1,07532 |
| 107 | 1,8675 | 0,4052 | 1,6077 | 0,45560 | 152 | 2,6529 | 0,7581 | 1,9406 | 1,09171 |
| 108 | 1,8850 | 0,4122 | 1,6180 | 0,46695 | 153 | 2,6704 | 0,7666 | 1,9447 | 1,10818 |
| 109 | 1,9024 | 0,4193 | 1,6282 | 0,47844 | 154 | 2,6878 | 0,7750 | 1,9487 | 1,12472 |
| **110** | 1,9199 | 0,4264 | 1,6383 | 0,49008 | 155 | 2,7053 | 0,7836 | 1,9526 | 1,14132 |
| 111 | 1,9373 | 0,4336 | 1,6483 | 0,50187 | 156 | 2,7227 | 0,7921 | 1,9563 | 1,15799 |
| 112 | 1,9548 | 0,4408 | 1,6581 | 0,51379 | 157 | 2,7402 | 0,8006 | 1,9598 | 1,17472 |
| 113 | 1,9722 | 0,4481 | 1,6678 | 0,52586 | 158 | 2,7576 | 0,8092 | 1,9633 | 1,19151 |
| 114 | 1,9897 | 0,4554 | 1,6773 | 0,53807 | 159 | 2,7751 | 0,8178 | 1,9665 | 1,20835 |
| 115 | 2,0071 | 0,4627 | 1,6868 | 0,55041 | **160** | 2,7925 | 0,8264 | 1,9696 | 1,22525 |
| 116 | 2,0246 | 0,4701 | 1,6961 | 0,56289 | 161 | 2,8100 | 0,8350 | 1,9726 | 1,24221 |
| 117 | 2,0420 | 0,4775 | 1,7053 | 0,57551 | 162 | 2,8274 | 0,8436 | 1,9754 | 1,25921 |
| 118 | 2,0595 | 0,4850 | 1,7143 | 0,58827 | 163 | 2,8449 | 0,8522 | 1,9780 | 1,27626 |
| 119 | 2,0769 | 0,4925 | 1,7233 | 0,60116 | 164 | 2,8623 | 0,8608 | 1,9805 | 1,29335 |
| **120** | 2,0944 | 0,5000 | 1,7321 | 0,61418 | 165 | 2,8798 | 0,8695 | 1,9829 | 1,31049 |
| 121 | 2,1118 | 0,5076 | 1,7407 | 0,62734 | 166 | 2,8972 | 0,8781 | 1,9851 | 1,32766 |
| 122 | 2,1293 | 0,5152 | 1,7492 | 0,64063 | 167 | 2,9147 | 0,8868 | 1,9871 | 1,34487 |
| 123 | 2,1468 | 0,5228 | 1,7576 | 0,65404 | 168 | 2,9322 | 0,8955 | 1,9890 | 1,36212 |
| 124 | 2,1642 | 0,5305 | 1,7659 | 0,66759 | 169 | 2,9496 | 0,9042 | 1,9908 | 1,37940 |
| 125 | 2,1817 | 0,5383 | 1,7740 | 0,68125 | **170** | 2,9671 | 0,9128 | 1,9924 | 1,39671 |
| 126 | 2,1991 | 0,5460 | 1,7820 | 0,69505 | 171 | 2,9845 | 0,9215 | 1,9938 | 1,41404 |
| 127 | 2,2166 | 0,5538 | 1,7899 | 0,70897 | 172 | 3,0020 | 0,9302 | 1,9951 | 1,43140 |
| 128 | 2,2340 | 0,5616 | 1,7976 | 0,72301 | 173 | 3,0194 | 0,9390 | 1,9963 | 1,44878 |
| 129 | 2,2515 | 0,5695 | 1,8052 | 0,73716 | 174 | 3,0369 | 0,9477 | 1,9973 | 1,46617 |
| **130** | 2,2689 | 0,5774 | 1,8126 | 0,75144 | 175 | 3,0543 | 0,9564 | 1,9981 | 1,48359 |
| 131 | 2,2864 | 0,5853 | 1,8199 | 0,76584 | 176 | 3,0718 | 0,9651 | 1,9988 | 1,50101 |
| 132 | 2,3038 | 0,5933 | 1,8271 | 0,78034 | 177 | 3,0892 | 0,9738 | 1,9993 | 1,51845 |
| 133 | 2,3213 | 0,6013 | 1,8341 | 0,79497 | 178 | 3,1067 | 0,9825 | 1,9997 | 1,53589 |
| 134 | 2,3387 | 0,6093 | 1,8410 | 0,80970 | 179 | 3,1241 | 0,9913 | 1,9999 | 1,55334 |
| 135 | 2,3562 | 0,6173 | 1,8478 | 0,82454 | **180** | 2,1416 | 1,0000 | 2,0000 | 1,57080 |

3) die Bogenlänge: $l = \pi r \frac{\varphi}{180} = 0{,}017453\, r \varphi = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$ (angenähert);

4) der Inhalt des Kreisabschnittes $= \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\varphi - \sin\varphi\right)$;

5) „ „ „ Kreisausschnittes $= \frac{\varphi}{360}\pi r^2 = 0{,}00872665\, \varphi r^2$.

| Größe | $n$ | $\log n$ | Größe | $n$ | $\log n$ |
|---|---|---|---|---|---|
| $\pi$ | 3,1415926536 | 0,4971499 | $\pi^2$ | 9,869604 | 0,994300 |
| $2\pi$ | 6,2831852 | 0,7981799 | $\pi^3$ | 31,006277 | 1,491450 |
| $3\pi$ | 9,424778 | 0,974271 | $\pi^4$ | 97,409091 | 1,988599 |
| $4\pi$ | 12,566371 | 1,099210 | $\sqrt{\pi}$ | 1,772454 | 0,248575 |
| $\pi:2$ | 1,570796 | 0,196120 | $\sqrt[3]{\pi}$ | 1,464592 | 0,165717 |
| $\pi:3$ | 1,047198 | 0,020029 | $1:\pi^2$ | 0,101321 | 0,005700—1 |
| $\pi:4$ | 0,785398 | 0,895090—1 | $1:\pi^3$ | 0,032252 | 0,508550—2 |
| $\pi:6$ | 0,523597 | 0,718998—1 | $1:\sqrt{\pi}$ | 0,564190 | 0,751425—1 |
| $1:\pi$ | 0,318310 | 0,502850—1 | $\sqrt{1:\pi}$ | 0,564190 | 0,751425—1 |
| $1:2\pi$ | 0,159155 | 0,201820—1 | $\sqrt{2:\pi}$ | 0,797885 | 0,901940—1 |
| $1:3\pi$ | 0,106103 | 0,025729—1 | | | |
| $1:4\pi$ | 0,079577 | 0,900790—2 | | | |

# II. Arithmetik.

## A. Potenzen, Wurzeln, Logarithmen.

### a) Potenzen.

1. $(+a)^n = +a^n$.
2. $(-a)^{2n} = +a^{2n}$.
3. $(-a)^{2n+1} = -a^{2n+1}$.
4. $a^m a^n = a^{m+n}$.
5. $a^m : a^n = a^{m-n} = 1 : a^{n-m}$.
6. $a^m b^m = (ab)^m$.
7. $a^m : b^m = (a:b)^m$.
8. $1 : a^m = (1:a)^m = a^{-m}$.
9. $(a^m)^n = a^{mn} = (a^n)^m$.
10. $a^0 = 1$; $0^n = 0$; $0^0 =$ unbestimmt.
11. $a^2 - b^2 = (a+b)(a-b)$.
12. $(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2ab + b^2$.
13. $(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3a^2b + 3ab^2 \pm b^3$.

### b) Wurzeln.

1. $\left(\sqrt[m]{a}\right)^m = a$.
2. $\sqrt[m]{ab} = \sqrt[m]{a}\,\sqrt[m]{b}$.
3. $\sqrt[m]{a:b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}$.
4. $\sqrt[m]{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} = a^{-\frac{1}{m}}$.
5. $\sqrt[m]{a^n} = \sqrt[mp]{a^{np}} = \sqrt[m:q]{a^{n:q}} = a^{\frac{n}{m}} = \sqrt[m:n]{a}$.
6. $\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[mn]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}$.

7. $\sqrt{a^2} = \pm a.$ $\sqrt[2n]{a} = \pm a^{\frac{1}{2n}}.$ $\sqrt[2n+1]{-a} = -a^{\frac{1}{2n+1}}.$

8. $\left.\begin{array}{l}\sqrt{a^2 \pm b} = a \pm \frac{b}{2a},\\ \sqrt[3]{a^3 \pm b} = a \pm \frac{b}{3a^2},\end{array}\right\}$ (angenähert, wenn $b$ gegen $a$ sehr klein ist).

9. Ist $a > b$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}960\,a + 0{,}398\,b$. Der Fehler ist kleiner, als 4 % des wirklichen Wertes.

10. Ist $a > b > c$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2 + c^2} = 0{,}939\,a + 0{,}389\,b + 0{,}297\,c$. Der Fehler ist kleiner als 6 % des wirklichen Wertes.

## c) Logarithmen.

1. Ist $\overset{b}{\log}\, a = c$, so ist $b^c = a$.
   Für $b > 1$ ist $\overset{b}{\log}\, 0 = -\infty$, $\overset{b}{\log}\, 1 = 0$, $\overset{b}{\log}\, b = 1$, $\overset{b}{\log}\, \infty = \infty$.

2. $\overset{b}{\log}(a\,c) = \overset{b}{\log}\, a + \overset{b}{\log}\, c.$ 4. $\overset{b}{\log}(a^n) = n \overset{b}{\log}\, a.$

3. $\overset{b}{\log} \frac{a}{c} = \overset{b}{\log}\, a - \overset{b}{\log}\, c.$ 5. $\overset{b}{\log} \sqrt[n]{a} = \frac{1}{n} \overset{b}{\log}\, a.$

6. $\overset{b}{\log}\, x = \overset{a}{\log}\, x : \overset{a}{\log}\, b = \overset{b}{\log}\, a \overset{a}{\log}\, x.$

7. Die Logarithmen für die Grundzahl $e = 2{,}718\,281\,828\,459\ldots$ heißen natürliche, die für die Grundzahl 10 dagegen Briggssche Logarithmen. Man schreibt statt $\overset{e}{\log}\, a$ kürzer $\ln a$, statt $\overset{10}{\log}\, a$ kürzer $\log a$.

8. Es ist: $\log(10^n) = n$; $\log(10^{-n}) = -n$; $\log(a\,10^n) = \log a + n$; $\log(a : 10^n) = \log a - n$. Ferner: $\ln(e^{\pm n}) = \pm n$; $\ln(a\,10^n) = \ln a + \ln(10^n)$; $\ln(a : 10^n) = \ln a - \ln(10^n)$.

9. Die (positiven oder negativen) ganzen Einheiten eines Logarithmus nennt man die Charakteristik oder Kennziffer ($K$) und den echten Dezimalbruch die Mantisse ($M$) des Logarithmus. Für $10 > a > 1$ hat $\log a$ die Kennziffer $K = 0$.

Beispiele für Briggssche Logarithmen:

$$\log 6494 = \log(6{,}494\;10^{+3}) = 0{,}812\,51 + 3 = 3{,}812\,51;$$
$$\log 0{,}000\,649\,4 = \log(6{,}494\;10^{-4}) = 0{,}812\,51 - 4\;(= 6{,}812\,51 - 10).$$

Hierbei ist $K = +3$ bezw. $= -4$ $(= 6 - 10)$, d. h. = dem Exponenten von 10; ferner in beiden Fällen $M = 0{,}812\,51$.

10. $\left.\begin{array}{l}\ln x = \ln 10 \log x = 2{,}302\,585\,093\,0 \log x;\\ \log x = \log e \ln x = 0{,}434\,294\,481\,9 \ln x;\end{array}\right\}$ $\ln 10 \log e = 1.$

# B. Gleichungen.

## a) Gleichungen ersten Grades.

1. Gleichung mit einer Unbekannten.

$$a x = b; \qquad \text{Auflösung: } x = b : a.$$

2. Zwei Gleichungen mit zwei Unbekannten.

$$a x + b y = c; \qquad a_1 x + b_1 y = c_1;$$

Auflösung: $$\begin{cases} x = \dfrac{c b_1 - c_1 b}{a b_1 - a_1 b}, \\ y = \dfrac{a c_1 - a_1 c}{a b_1 - a_1 b}. \end{cases}$$

### b) Gleichungen zweiten Grades.

1. $$x^2 + p x + q = 0; \qquad x = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}.$$

$$a x^2 + b x + c = 0; \qquad x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 a c}}{2 a}.$$

2. $$x^{2n} + p x^n + q = 0; \qquad x = \sqrt[n]{-\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}}.$$

## C. Reihen.

### a) Arithmetische Reihen.

Für die arithmetische Reihe $a$, $a + d$, $a + 2d, \ldots a + (n-1) d$ ist das $n^{\text{te}}$ Glied:

$$u = a + (n-1) d$$

und die Summe der $n$ ersten Glieder:

$$S = {}^1/_2 (a + u) n = [a + {}^1/_2 (n-1) d] n.$$

### b) Geometrische Reihen.

Für die geometrische Reihe $a$, $a f$, $a f^2, \ldots a f^{n-1}$ ist das $n^{\text{te}}$ oder letzte Glied:

$$u = a f^{n-1},$$

die Summe der $n$ ersten Glieder:

$$S = \frac{a (f^n - 1)}{f - 1} = \frac{f u - a}{f - 1}.$$

Ist $n = \infty$ und $f$ ein echter Bruch, so hat man:

$$S = \frac{a}{1 - f}.$$

### c) Einige besondere Reihen.

1. $1 + 2 + 3 + 4 + \ldots\ldots + n = \dfrac{n(n+1)}{2}.$
2. $2 + 4 + 6 + 8 + \ldots\ldots + 2n = n(n+1).$
3. $1 + 3 + 5 + 7 + \ldots\ldots + (2n-1) = n^2.$
4. $1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \ldots\ldots + n^2 = \dfrac{n(n+1)(2n+1)}{1 \cdot 2 \cdot 3}.$

## D. Zinseszins- und Rentenrechnung.

a) Der Wert $K_n$ eines Kapitals $K$ nach $n$ Jahren beträgt bei einem Zinsfuße von $k$ Prozent:

1. bei jährlichen Zinseszinsen:

$$K_n = Kp^n,$$

worin

$$p = 1 + \frac{k}{100} = \frac{100 + k}{100}$$

den jährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

2. bei halbjährlichen Zinseszinsen (Staatspapiere):

$$K_n = Kq^{2n},$$

worin

$$q = 1 + \frac{k}{2 \cdot 100} = \frac{200 + k}{200}$$

den halbjährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

3. bei stetigen Zinseszinsen (wobei die Zinsen in jedem Augenblicke zum Kapital geschlagen werden):

$$K_n = Ke^{\frac{kn}{100}};$$ (*e* s. S. 31).

Für jährliche Zinseszinsen gelten ferner folgende Regeln:

b) Legt man am Anfange jedes Jahres eine Summe $R$ zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des $n^{\text{ten}}$ Jahres einschließlich der alsdann fälligen Zinsen:

$$K_n = R\frac{p(p^n - 1)}{p - 1}.$$

c) Legt man am Ende jedes Jahres die Summe $R$ zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des $n^{\text{ten}}$ Jahres:

$$K_n = R\frac{p^n - 1}{p - 1}.$$

Die jährliche Abschreibungsquote eines nach $n$ Jahren erlöschenden Wertes beträgt mithin in Prozenten:

$$100\frac{R}{K_n} = 100\frac{p - 1}{p^n - 1}.$$

# III. Trigonometrie.

| Grad | 0 | 90 | 180 | 270 | 360 | 30 | 45 | 90 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| sin = | 0 | +1 | 0 | —1 | 0 | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{2}\sqrt{2}$ | $\frac{1}{2}\sqrt{3}$ |
| cos = | +1 | 0 | —1 | 0 | +1 | $\frac{1}{2}\sqrt{3}$ | $\frac{1}{2}\sqrt{2}$ | $\frac{1}{2}$ |
| tg = | 0 | ∞ | 0 | ∞ | 0 | $\frac{1}{3}\sqrt{3}$ | 1 | $\sqrt{3}$ |
| ctg = | ∞ | 0 | ∞ | 0 | ∞ | $\sqrt{3}$ | 1 | $\frac{1}{3}\sqrt{3}$ |

Ist $\alpha$ ein Winkel $< 90^0$, so ist, vorausgesetzt, daß:

| Funktion | Winkel $\varphi$ liegt zwischen | | | | Winkel $\varphi$ in Grad = | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $0^0$ u. $90^0$ | $90^0$ u. $180^0$ | $180^0$ u. $270^0$ | $270^0$ u. $360^0$ | $\pm\alpha$ | $90 \pm \alpha$ | $180 \pm \alpha$ | $270 \pm \alpha$ |
| $\sin\varphi =$ | + | + | — | — | $\pm \sin\alpha$ | $+\cos\alpha$ | $\mp \sin\alpha$ | $-\cos\alpha$ |
| $\cos\varphi =$ | + | — | — | + | $+\cos\alpha$ | $\mp \sin\alpha$ | $-\cos\alpha$ | $\pm \sin\alpha$ |
| $\operatorname{tg}\varphi =$ | + | — | + | — | $\pm \operatorname{tg}\alpha$ | $\mp \operatorname{ctg}\alpha$ | $\pm \operatorname{tg}\alpha$ | $\mp \operatorname{ctg}\alpha$ |
| $\operatorname{ctg}\varphi =$ | + | — | + | — | $\pm \operatorname{ctg}\alpha$ | $\mp \operatorname{tg}\alpha$ | $\pm \operatorname{ctg}\alpha$ | $\mp \operatorname{tg}\alpha$ |

$\sin(45^0 \pm \alpha) = \cos(45^0 \mp \alpha)$; $\operatorname{tg}(45^0 \pm \alpha) = \operatorname{ctg}(45^0 \mp \alpha)$.

# A. Trigonometrische Formeln.

## a) Beziehungen zwischen den Funktionen desselben Winkels.

1. $\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1.$ 2. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}.$

3. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}.$ 4. $\operatorname{tg}\alpha \operatorname{ctg}\alpha = 1.$

5. $1 + \operatorname{tg}^2\alpha = \frac{1}{\cos^2\alpha}.$ 6. $1 + \operatorname{ctg}^2\alpha = \frac{1}{\sin^2\alpha}.$

7. $\sin\alpha = \sqrt{1-\cos^2\alpha} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}.$

8. $\cos\alpha = \sqrt{1-\sin^2\alpha} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}.$

9. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\alpha}{\sqrt{1-\sin^2\alpha}} = \frac{\sqrt{1-\cos^2\alpha}}{\cos\alpha} = \frac{1}{\operatorname{ctg}\alpha}.$

10. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{\sqrt{1-\sin^2\alpha}}{\sin\alpha} = \frac{\cos\alpha}{\sqrt{1-\cos^2\alpha}} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}.$

## b) Beziehungen der Funktionen zweier Winkel.

1. $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin\alpha\cos\beta \pm \cos\alpha\sin\beta.$
2. $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos\alpha\cos\beta \mp \sin\alpha\sin\beta.$
3. $\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}]\beta : [1 \mp \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta].$
4. $\operatorname{ctg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta \mp 1] : [\operatorname{ctg}\beta \pm \operatorname{ctg}\alpha].$
5. $\sin\alpha + \sin\beta = 2\sin{}^1/_2(\alpha+\beta)\cos{}^1/_2(\alpha-\beta).$
6. $\sin\alpha - \sin\beta = 2\cos{}^1/_2(\alpha+\beta)\sin{}^1/_2(\alpha-\beta).$
7. $\cos\alpha + \cos\beta = 2\cos{}^1/_2(\alpha+\beta)\cos{}^1/_2(\alpha-\beta).$
8. $\cos\alpha - \cos\beta = -2\sin{}^1/_2(\alpha+\beta)\sin{}^1/_2(\alpha-\beta).$
9. $\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta = \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos\alpha\cos\beta}.$ 10. $\operatorname{ctg}\alpha \pm \operatorname{ctg}\beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin\alpha\sin\beta}.$
11. $\sin^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \cos^2\alpha = \sin(\alpha+\beta)\sin(\alpha-\beta).$
12. $\cos^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \sin^2\alpha = \cos(\alpha+\beta)\cos(\alpha-\beta).$

### c) Formeln für die Vielfachen und Teile eines Winkels.

1. $\sin 2\alpha = 2 \sin\alpha \cos\alpha$; $\sin\alpha = 2 \sin \alpha/_2 \cos \alpha/_2$.
2. $\cos 2\alpha = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha = 2\cos^2\alpha - 1$.
3. $\sin {}^1/_2\,\alpha = \sqrt{\frac{1-\cos\alpha}{2}} = {}^1/_2\sqrt{1+\sin\alpha} - {}^1/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
4. $\cos {}^1/_2\,\alpha = \sqrt{\frac{1+\cos\alpha}{2}} = {}^1/_2\sqrt{1+\sin\alpha} + {}^1/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
5. $\mathrm{tg}\, 2\alpha = \frac{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}{1-\mathrm{tg}^2\alpha} = \frac{2}{\mathrm{ctg}\,\alpha - \mathrm{tg}\,\alpha}$; $\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{2\,\mathrm{tg}\,{}^1/_2\,\alpha}{1-\mathrm{tg}^2\,{}^1/_2\,\alpha}$.

## B. Trigonometrische Berechnung der Dreiecke.

Es seien $a, b, c$ die Seiten des Dreiecks,
$\alpha, \beta, \gamma$ die diesen gegenüberliegenden Winkel,
$s = {}^1/_2(a+b+c)$ die halbe Summe der Seiten.

### a) Schiefwinklige Dreiecke.

| Gegeben | Gesucht | Formeln: |
|---|---|---|
| $a, b, c$ | $\alpha$ | $\cos\alpha = \frac{b^2+c^2-a^2}{2bc}$ oder (für kleine Winkel) $\sin \alpha/_2 = \sqrt{\frac{(s-b)(s-c)}{bc}}$, oder (für Winkel nahe 90°) $\cos \alpha/_2 = \sqrt{\frac{s(s-a)}{bc}}$. |
| $a, b, \alpha$ | $\beta$ | $\sin\beta = \frac{b\sin\alpha}{a}$. |
| | $\gamma$ | $\gamma = 180^0 - (\alpha+\beta)$. |
| | $c$ | $c = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = b\cos\alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2\sin^2\alpha}$.<br>Für $a > b$ ist $\beta < 90^0$ und $\beta < \alpha$.<br>Für $b > a > b\sin\alpha$ ist für das eine der Dreiecke mit den gegebenen Elementen $\alpha < \beta < 90^0$, und für das andere Dreieck ist $\beta > 90^0$.<br>Für $b\sin\alpha > a$ gibt es kein Dreieck, dem die gegebenen Elemente zukommen. |
| $a, \alpha, \beta$ | $b, c$ | $b = \frac{a\sin\beta}{\sin\alpha}$; $c = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \frac{a\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha}$. |
| $a, b, \gamma$ | $\alpha, \beta$ | $\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{a\sin\gamma}{b - a\cos\gamma}$; $\beta = 180^0 - (\alpha+\gamma)$,<br>oder<br>${}^1/_2(\alpha+\beta) = 90^0 - {}^1/_2\gamma$ und<br>$\mathrm{tg}\,{}^1/_2(\alpha-\beta) = \frac{a-b}{a+b}\,\mathrm{ctg}\,{}^1/_2\gamma$;<br>aus ${}^1/_2(\alpha+\beta)$ und ${}^1/_2(\alpha-\beta)$ sind $\alpha$ und $\beta$ zu bestimmen. |
| | $c$ | $c = \sqrt{a^2+b^2-2ab\cos\gamma} = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \frac{a-b}{\cos\varphi}$, wenn<br>$\mathrm{tg}\,\varphi = \frac{2\sqrt{ab}\sin{}^1/_2\gamma}{a-b}$. |

### b) Rechtwinklige Dreiecke.

$a$ und $b$ Katheten, $c$ Hypotenuse, $\alpha$ der Winkel, der $a$ gegenüberliegt.

1. $\sin\alpha = \frac{a}{c}$. 2. $\cos\alpha = \frac{b}{c}$. 3. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{a}{b}$. 4. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{b}{a}$.

5. $a^2 + b^2 = c^2$.

## IV. Stereometrie.

| Körper | Bezeichnung der Abmessungen | Inhalt $= V$. Oberfläche $= O$. Mantelfläche $= M$. |
|---|---|---|
| **1. Prisma.** | $F$ Grundfläche, $h$ Höhe. | $V = Fh$. |
| Würfel. | $a$ Kante, $d$ Diagonale. | $V = a^3$. $O = 6a^2$. $d^2 = 3a^2$. |
| Schief abgeschnittenes dreiseitiges Prisma. | $a$, $b$, $c$ die Längen der drei parallelen Kanten, $N$ der Querschnitt, senkrecht zu den Kanten. | $V = \frac{1}{3}(a + b + c)N$. |
| **2. Pyramide.** | $F$ Grundfläche, $h$ Höhe. | $V = \frac{1}{3}Fh$. |
| Abgestumpfte Pyramide. | $F$, $f$ die parallelen Endflächen, $h$ ihr Abstand. | $V = \frac{1}{3}h(F + f + \sqrt{Ff})$. |
| **3. Obelisk.** | $h$, $a_1$, $a$, $b$ | $V = \frac{1}{6}h[(2a + a_1)b + (2a_1 + a)b_1] = \frac{1}{6}h[ab + (a + a_1)(b + b_1) + a_1 b_1]$. |
| **4. Keil.** | $a_1$, $h$, $a$, $b$ | $V = \frac{1}{6}(2a + a_1)bh$. |
| **5. Cylinder.** | $F$ Grundfläche, $h$ Höhe. | $V = Fh$. |
| Kreiscylinder. | $r$ der Halbmesser der Grundfläche, $h$ die Höhe. | $V = \pi r^2 h$. $M = 2\pi r h$. $O = 2\pi r(r + h)$. |
| Schief abgeschn. gerader Kreiscylinder. | $h_1$ die kürzeste Cylinderseite, $h_2$ die längste „ , $r$ der Halbmesser d. Grundfl. | $V = \pi r^2 \frac{h_1 + h_2}{2}$. $M = \pi r(h_1 + h_2)$. |
| Hohlcylinder (Rohr) | $R$ der äußere Halbmesser, $r$ der innere Halbmesser, $h$ die Höhe, $s = R - r$ die Dicke, $\rho = \frac{1}{2}(R + r)$ der mittlere Halbmesser. | $V = \pi h(R^2 - r^2) = \pi h s(2R - s) = \pi h s(2r + s) = 2\pi h s \rho$. |

| Körper | Bezeichnung der Abmessungen | Inhalt $= V$, Oberfläche $= O$, Mantelfläche $= M$. |
|---|---|---|
| **6. Kreiskegel.** | $r$ der Halbmesser der Grundfläche,<br>$h$ die Höhe,<br>$s$ die Seite. | $V = {}^1/_3\,\pi r^2 h.$<br>$M = \pi r \sqrt{r^2 + h^2} = \pi r s.$<br>$s = \sqrt{r^2 + h^2}.$ |
| Abgestumpfter Kreiskegel. | Wie vorstehend; ferner $R$ der Halbmesser der anderen Grundfläche.<br>$\sigma = R + r.$<br>$\delta = R - r.$<br>$s = \sqrt{\delta^2 + h^2}.$ | $V = {}^1/_3\,\pi h (R^2 + R r + r^2)$<br>$= \frac{h}{4}\left[\pi\sigma^2 + \frac{1}{3}(\pi\delta^2)\right].$<br>$M = \pi s \sigma.$ |
| **7. Kugel.** | $r$ der Halbmesser, u. zw.<br>$r = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}}.$ | $V = {}^4/_3\,\pi r^3.$<br>$O = 4\pi r^2.$<br>$= 4\times$ Inhalt des gröfsten Kreises. |
| Hohlkugel. | $R$ äufserer, $r$ innerer Halbm. | $V = {}^4/_3\,\pi (R^3 - r^3).$ |
| Kugelabschnitt. (Kugelkalotte.) | $h$ die Höhe des Abschnittes,<br>$r$ der Halbmesser der Kugel,<br>$a$ der Halbmesser der Grundfläche. | $V = {}^1/_6\,\pi h (3a^2 + h^2)$<br>$= {}^1/_3\,\pi h^2 (3r - h).$<br>$M = 2\pi r h = \pi (a^2 + h^2).$<br>$a^2 = h(2r - h).$ |
| Kugelzone. | $h$ die Höhe der Zone,<br>$r$ der Halbmesser der Kugel,<br>$a, b$ die Halbmesser der Endflächen; $(a > b)$. | $V = {}^1/_6\,\pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2).$<br>$M = 2\pi r h.$<br>$r^2 = a^2 + \left(\frac{a^2 - b^2 - h^2}{2h}\right)^2.$ |
| Kugelausschnitt. | (Figur: $a$, $h$, $r$) | $V = {}^2/_3\,\pi r^2 h.$<br>$O = \pi r (2h + a).$ |
| **8. Ellipsoid.** | $a, b, c$ die 3 Halbachsen. | $V = {}^4/_3\,\pi a b c.$ |
| Umdrehungsellipsoid. | 1. Wenn $2a$ die Drehachse:<br>2. „ $2b$ „ „ : | $V = {}^4/_3\,\pi a b^2.$<br>$V = {}^4/_3\,\pi a^2 b.$ |
| **9. Umdrehungsparaboloid.** | $r$ der Halbmesser der Grundfläche,<br>$h$ die Höhe. | $V = {}^1/_2\,\pi r^2 h.$<br>= der Hälfte des Kreiscylinders für $r$ und $h$. |
| Abgestumpftes Paraboloid. | $R$, $r$ die Halbmesser der parallelen Endflächen,<br>$h$ die Höhe. | $V = {}^1/_2\,\pi (R^2 + r^2) h$<br>= Mittelfläche $\times$ Höhe. |
| **10. Cylindrischer Ring.** | (Figur: $R$, $R$) | $V = 2\pi^2 R r^2.$<br>$O = 4\pi^2 R r.$ |

Guldinsche Regel. Der Inhalt $V$ eines Umdrehungskörpers ist das Produkt aus dem Flächeninhalte $F$ der Erzeugungsfigur und dem Wege ihres Schwerpunktes von der Achse. Bezeichnet $x_0$ den Abstand des Schwerpunktes von der Achse, so ist hiernach

$$V = 2\pi x_0 F.$$

# V. Konstruktionen von Kurven.

## a) Ellipse (Fig. 1).

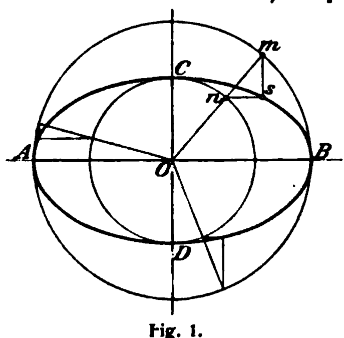



Fig. 1.

Gegeben sind die beiden Achsenlängen $AB = 2a$ und $CD = 2b$.

Man schlage die beiden Kreise mit den Halbmessern $a$ und $b$.

Ellipsenpunkte werden erhalten, indem man von $O$ aus Radien durch die Kreise zieht und in den Schnittpunkten $m\,n$ Parallelen zu $CD$ wie $AB$ legt. Die Schnittpunkte $s$ der Parallelen sind Punkte der Ellipse.

Der Inhalt der Ellipse ist $F = \pi a b$.

## b) Parabel (Fig. 2).

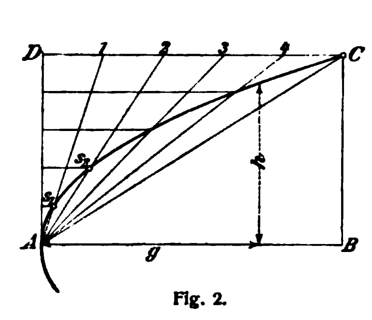



Fig. 2.

Gegeben der Scheitel $A$ mit der Richtung der Achse $AB$ und ein Punkt $C$ der Parabel. Man errichte im Punkt $A$ ein Lot und ziehe durch $C$ eine Parallele zur Achse $AB$. $CD$ und $AD$ teile man in eine gleiche Anzahl gleicher Teile, ziehe von den Teilpunkten der Linie $AD$ ∥ zur Achse und von den Teilpunkten der Linie $CD$ die Strahlen $A_1$, $A_2$, $A_3$.... Die Schnittpunkte $s_1$, $s_2$.... sind Punkte der Parabel.

Der Flächeninhalt eines beliebigen flachen Segmentes von der Grundlinie $g$ und der Höhe $h$ ist annähernd

$$F = {}^2/_3\, g h.$$

## c) Hyperbel (Fig. 3).

Gegeben die Asymptoten und ein Punkt $c$ der Hyperbel. Man ziehe durch $c$ verschiedene Linien und mache $ca = de$, $cb = fg$ u. s. w.; es stellen dann die

Punkte $e$, $g$ u. s. w. Schnittpunkte der Hyperbel dar. Die Brennpunkte $F$, $F_1$ haben von $O$ den Abstand $OJ$; es gilt ferner $F_1c - Fc = ss_1$.

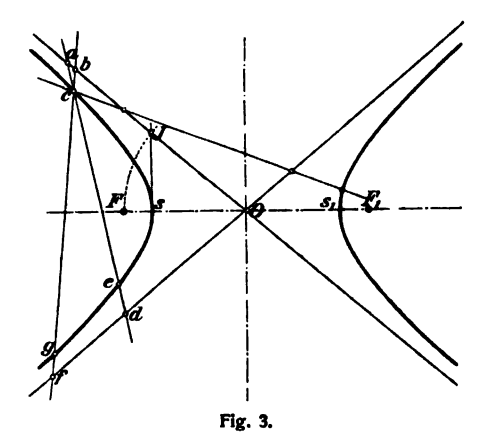



Fig. 3.

Über die Konstruktion der cyklischen Kurven (Cykloide, Epicykloide, Hypocykloide, Pericykloide, Evolvente) siehe unter „Zahnräder".

## Zweiter Abschnitt.

# Elastizität und Festigkeit der Materialien[1]).

### A. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen.

Bezeichnet

$\varepsilon$ die Dehnung, d. h. das Verhältnis der Verlängerung $\lambda$ eines Stabes zur ursprünglichen Länge $l$ desselben — $\varepsilon = \frac{\lambda}{l}$,

$\sigma$ die auf den ursprünglichen Querschnitt $F$ eines Stabes bezogene Spannung,

$\frac{\text{Dehnung}}{\text{Spannung}} = \frac{\varepsilon}{\sigma} = \alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungskoeffizienten,

$E = \frac{1}{\alpha}$ den Elastizitätsmodul,

$\sigma_p$ die Proportionalitätsgrenze,

$\sigma_f$ die Streck- oder Fliefsgrenze bezw. die Quetschgrenze,

$K_z$ und $K$ die Zug- bezw. Druckfestigkeit des Materiales,

$G$ den Gleitmodul oder Schubelastizitätsmodul,

$\beta = \frac{1}{G}$ den Schubkoeffizienten,

so können hierfür, nach C. v. Bach, die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Zahlenwerte gesetzt werden.

#### a) Eisen und Stahl.

| Eisensorte | $E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm | $G = \frac{1}{\beta}$ kg/qcm | $\sigma_p$ kg/qcm | $\sigma_f$ kg/qcm | $K_z$ kg/qcm | $K$ kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Schweißeisen, ǁ zur Sehnenrichtung | 2000000 | 770000 | 1300 bis 1700 | 2200 bis 2800 | 3300 bis 4000[2]) | $\sigma_f$ maßgebd. |
| Flußeisen . . . | 2150000 | 830000 | 2000 bis 2400 | 2500 bis 3000 | 3400 bis 4400 | $\sigma_f$ maßgebd. |

[1]) Nach C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 8. Aufl., Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

[2]) Gilt für Schweißeisen ǁ zur Sehnenrichtung; für Schweißeisen ⊥ zur Sehnenrichtung ist $K_z = 2800$ bis 3500.

| Eisensorte | $E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm | $G = \frac{1}{\beta}$ kg/qcm | $\sigma_p$ kg/qcm | $\sigma_f$ kg/qcm | $K_z$ kg/qcm | $K$ kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Flußstahl . . . | 2 200 000 | 850000 | 2500 bis 5000 [1]) | 2800 u. mehr. Härteres Material ohne Streckgrenze | 4500 bis 10000 [1]) | wenn weich, so ist $\sigma_f$ maßgebend; wenn hart, so $K \geqq K_z$. |
| Federstahl, ungehärtet | 2 200 000 | 850000 | 4000 u. mehr | . | 7500 bis 9000 | |
| gehärtet | 2 200 000 | 850000 | 7500 u. mehr | . | 8000 u. mehr | . |
| Stahlguß . . . | 2 150 000 | 830000 | 2000 u. mehr | wie bei Flußstahl. | 3500 bis 7000 [2]) u. mehr | wie bei Flußstahl. |
| Gußeisen . . . | 750 000 bis 1 050 000 | 290000 bis 400000 | $\sigma_p$ und $\sigma_f$ nicht vorhanden. Für Zug: $\varepsilon = \frac{1}{1\,140\,000}\sigma^{1,4}$; für Druck: $\varepsilon = \frac{1}{1\,140\,000}\sigma^{1,087}$. | | 1200 bis 1800 | 7000 bis 8000 |

Sind die Materialien außergewöhnlich hohen Temperaturen ausgesetzt, so ist deren Einfluß auf die Festigkeit, Dehnung und Querzusammenziehung (Kontraktion) zu berücksichtigen.

Es läßt sich die Dehnung $\varphi$ bezw. die Kontraktion $\psi$ eines zerrissenen Stabes ausdrücken in Prozenten der ursprünglichen Länge $l$ bezw. des ursprünglichen Querschnittes $F$ desselben durch

$$\varphi = 100\,\frac{l_b - l}{l} \quad \text{bezw.}$$

$$\psi = 100\,\frac{F - F_b}{F},$$

wenn $l_b$ die Länge nach erfolgtem Bruch und $F_b$ den Querschnitt an der Bruchstelle bedeutet.

## b) Kupfer und Kupferlegierungen.

| Metallsorte | $E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm | $\sigma_p$ kg/qcm | $K_z$ kg/qcm | $\varphi$ % | $\psi$ % |
|---|---|---|---|---|---|
| Kupferblech, gewalzt | 1 150 000 | . | 2000—2300 | 38 | 45—50 |
| Messing, gegossen . | 800 000 | 650 | 1650 | 13 | 17,4 |
| Rotguß . . . . . | 900 000 | 900 | 2000 | 6 | 10,5 |
| Geschützbronze . . | 1 100 000 | 300 | 3000 | . | . |
| „ verdichtet | 1 100 000 | 900 | 3200 | . | . |
| Phosphorbronze . . | . | . | 4000 | . | . |
| Deltametall, Rohguß . | . | . | 3400—3700 | . | . |
| „ hart gewalzt | 997 700 | 2200 | 5880 | 12,3 | 17,4 |
| „ überschmiedet | . | 1800 | 3600 | . | . |
| Örlikoner Bronze Nr. A, überschmiedet . | . | 2800 | 4400—5600 | 15—25 | . |

[1]) Nickelstahl mit 5% Nickel: $\sigma_p = 4000$ bis 5000, $K_z = 8500$.
Nickelstahl mit 25% Nickel: $\sigma_p = 3500$ bis 6000, $K_z = 7000$ bis 8000.

[2]) Geglühter Stahlguß von Friedr. Krupp, als Martinstahlguß $K_z = 4000$ bis 4800, als Tiegelstahlguß $K_z = 4500$ bis 7000.

### c) Andere Metalle und Materialien für Zugorgane.

| Material | $E=\frac{1}{\alpha}$ kg/qcm | $\sigma_p$ kg/qcm | $K_z$ kg/qcm | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|
| Aluminium (gegossen) | 675 000 | . | 1 000 bis 1 200 | $\varphi = 3\,\%$. |
| Aluminiumbronze mit 10 % Aluminium | . | . | 6 400 | $\varphi = 11\,\%$. |
| Zink, gewalzt . . . | 150 000 | . | 1 900 | $K = 1000$ kg/qcm. |
| Blei, weich . . . . | 50 000 | . | 125 | Hartblei $K_z = 300$ kg/qcm. |
| Eisendraht, blank gezogen . . . . . | . | 4 200 | 5 600 bis 7 000 | Für neue Drahtseile ist $E$ etwa 0,35 mal so groß als für den Draht aus demselben Stoff[1]. |
| Eisendraht, geglüht . | 2 000 000 | 2 000 | 4 000 | |
| Bessemer - Stahldraht, blank . . . . . | . | 5 200 | 6 500 | |
| —, geglüht . . . . | 2 150 000 | 2 250 | 4 000 bis 6 000 | |
| Lederriemen, neu . . | 1 250 | 160 | 250 bis 450 | Leder (für Zug): $\varepsilon = \frac{1}{415}\sigma^{0,7}$, falls $\sigma = 3{,}9$ bis 27,2 kg/qcm. |
| —, gebraucht . . . | 2 250 | . | | |
| Manilahanfseil, neu . | 8 000 bis 9 500 | . . | 1 200 neu, 500 alt | |
| Schleifshanfseil, neu | 10 500 bis 12 500 | . . | | |

## B. Zulässige Spannungen.

Man versteht unter der zulässigen Spannung eines Körpers ($k_z$ für Zug, $k$ für Druck, $k_b$ für Biegung, $k_s$ für Schub, $k_d$ für Drehung) diejenige Spannung in kg/qcm, bis zu welcher er mit Sicherheit durch äußere Kräfte auf eine der verschiedenen Arten der Festigkeit beansprucht werden darf.

In der nachstehenden Tabelle gelten die zulässigen Spannungen unter I, wenn die Belastung eine ruhende ist.

Die zulässigen Spannungen unter II gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem größten Werte stetig wachsen und dann wieder auf Null zurücksinken.

Die zulässigen Spannungen unter III gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem größten negativen Werte stetig wachsen bis zu einem größten positiven, gleich großen Werte und dann wieder abnehmen.

1) Werte von $K_z$ für Drahtseile siehe auch unter VII, A, b.

Für die zwischenliegenden Arten der Belastung können dazwischenliegende, den Spannungsgrenzen entsprechende Werte genommen werden.

Zulässige Spannungen in kg/qcm, nach C. v. Bach:

| Art der Festigkeit und Belastung | | Schweißeisen [1]) | Flußeisen [2]) von | Flußeisen [2]) bis | Flußstahl [2]) von | Flußstahl [2]) bis | Stahlguß von | Stahlguß bis | Gußeisen | Kupferblech gewalzt |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Zug. $k_z$ | I. | 900 | 900 | 1200 | 1200 | 1500 | 600 | 900 | 300 | 600[5]) |
| | II. | 600 | 600 | 800 | 800 | 1000 | 400 | 600 | 200 | 300 |
| | III. | 300 | 300 | 400 | 400 | 500 | 200 | 300 | 100 | . |
| Druck. $k$ | I. | 900 | 900 | 1200 | 1200 | 1500 | 900 | 1200 | 900 | . |
| | II. | 600 | 600 | 800 | 800 | 1000 | 600 | 900 | 600 | . |
| Biegung. $k_b$ | I. | 900 | 900 | 1200 | 1200 | 1500 | 750 | 1050 | . | . |
| | II. | 600 | 600 | 800 | 800 | 1000 | 500 | 700 | .[3]) | . |
| | III. | 300 | 300 | 400 | 400 | 500 | 250 | 350 | . | . |
| Schub. $k_s$ | I. | 720 | 720 | 960 | 960 | 1200 | 480 | 840 | 300 | . |
| | II. | 480 | 480 | 640 | 640 | 800 | 320 | 560 | 200 | . |
| | III. | 240 | 240 | 320 | 320 | 400 | 160 | 280 | 100 | . |
| Drehung. $k_d$ | I. | 360 | 600 | 840 | 900 | 1200 | 480 | 840 | . | . |
| | II. | 240 | 400 | 560 | 600 | 800 | 320 | 560 | .[4]) | . |
| | III. | 120 | 200 | 280 | 300 | 400 | 160 | 280 | . | . |

[1]) Für vorzügliches Schweißeisen können die angegebenen zulässigen Spannungen um Beträge bis zu einem Drittel höher genommen werden, sofern die hierdurch zugelassenen größeren Formänderungen in ihrer Gesamtheit mit dem Zwecke des Bauteiles vereinbar sind. Wo zu befürchten steht, daß die Gesamtformänderung die mit Rücksicht auf den Zweck des Bauteiles als zulässig erachtete Grenze überschreitet, ist von dieser auszugehen.

[2]) Die höheren Werte sind nur bei durchaus zuverlässigem, nicht zu weichem Stoff anzuwenden (bei dem also $K_z = 3400$ bis 4400 bezw. $= 4500$ bis 10 000). Für Draht gelten, entsprechend der größeren Zugfestigkeit, größere Werte für $k_z$, u. zw. $k_z = {}^1/_3\,K_z$ bis ${}^1/_5\,K_z$.

[3]) Für bearbeitetes Gußeisen setze man die zulässige Biegungsspannung

$$k_b = \mu\, k_z \sqrt{\frac{e}{z_0}}, \text{ worin}$$

$\mu = 1{,}20$ bis 1,33 und für den Balkenquerschnitt:
$e$ den Abstand der am stärksten gespannten Faser von der Nullachse,
$z_0$ den Abstand des Schwerpunktes der auf der einen Seite der Nullachse gelegenen Querschnittfläche von der Nullachse bezeichnet.

Versuche ergaben für den rechteckigen Querschnitt: $k_b = 1{,}7\,k_z$, für den kreisförmigen Querschnitt: $k_b = 2{,}05\,k_z$, für den I-förmigen Querschnitt: $k_b = 1{,}45\,k_z$.

Für vorzügliches Gußeisen in Formen, die Gewähr für geringe Gußspannungen und vollkommene Dichtheit bieten, können die für $k_b$ gegebenen Werte um Beträge bis zu einem Viertel höher genommen werden.

Für Rohguß ergab sich $k_b = 1{,}4\,k_z$ bezw. $k_b = 1{,}7\,k_z$ und $k_b = 1{,}2\,k_z$ bei den vorstehend bezeichneten Querschnitten.

(Note 4 und 5 s. nächste Seite.)

Für Federstahl ist nach C. v. Bach im Falle II für den ungehärteten Zustand $k_b = 3600$ kg/qcm, für den gehärteten Zustand $k_b = 4300$ kg/qcm.

## C. Verschiedene Arten der Festigkeit gerader Stäbe.

### a) Zug- und Druckfestigkeit.

Die zulässige Belastung $P$ eines auf Zug oder Druck beanspruchten prismatischen Stabes vom Querschnitte $F$ qcm ist

$$P = F k_z \text{ bezw. } P = F k.$$

Die bei der Belastung $P$ eintretende elastische Verlängerung bezw. Verkürzung $\lambda$ eines prismatischen Stabes von der ursprünglichen Länge $l$ beträgt

$$\lambda = \frac{P l}{F E},$$

worin $E$ den Elastizitätsmodul des Stabmaterials bedeutet.

### b) Knickfestigkeit.

Ist der Stab in einer Weise befestigt, wie in Fig. 4 bis 7 dargestellt ist, so ist allgemein, nach Euler, die Knickbelastung

$$P_k = w \frac{E J}{l^2};$$

hierin bedeutet

- $w$ einen von der Befestigungsweise der Stabenden abhängigen Koeffizienten,
- $J$ das kleinste äquatoriale Trägheitsmoment des gefährlichen Stabquerschnittes in cm⁴,
- $E$ den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm,
- $l$ die Länge des Stabes in cm.

Die zulässige Belastung $P$ (Tragfähigkeit) des Stabes darf nur einen Bruchteil der Knickbelastung $P_k$ betragen. Man setzt

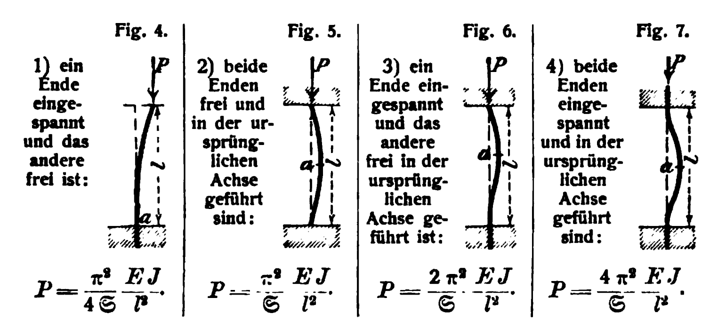
$$P = \frac{P_k}{\mathfrak{S}},$$

---

[4]) Die zulässige Drehungsspannung $k_d$ des bearbeiteten Gußeisens setze man:
für den kreisförmigen Querschnitt . . . . . . . . . $k_d =$ (reichlich) $k_z$,
„ „ kreisringförmigen u. hohlelliptischen Querschnitt $k_d = 0{,}8\, k_z$ bis $k_z$,
„ „ elliptischen Querschnitt . . . . . . . . . . $k_d = k_z$ bis $1{,}25\, k_z$,
„ „ quadratischen Querschnitt . . . . . . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$,
„ „ rechteckigen Querschnitt . . . . . . . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$ bis $1{,}6\, k_z$,
„ „ hohlrechteckigen Querschnitt . . . . . . . . $k_d = k_z$ bis $1{,}25\, k_z$,
„ „ I-, [-, +-, L-förmigen Querschnitt . . . . $k_d = 1{,}4\, k_z$ bis $1{,}6\, k_z$.
Der Einfluß der Gußhaut ist hier geringer als bei der Biegungsspannung.

[5]) Bei Windkesseln großer Feuerspritzen sei $k_z \geq 800$, bei Centrifugen $k_z = 500$.

wenn $\mathfrak{S}$ den **Sicherheitsgrad** gegen Knicken bedeutet, und erhält mit $w = \frac{\pi^2}{4}$, $\pi^2$, $2\pi^2$ und $4\pi^2$ die zulässigen Belastungen, wenn




Der auf Knicken berechnete Querschnitt braucht nur bei $a$ (Fig. 4 bis 7) vorhanden zu sein; an den Enden genügt der der zulässigen Druckspannung $k$ entsprechende Querschnitt. Es muß aber selbstverständlich der Querschnitt bei $a$ der Gleichung

$$\frac{P}{F} \leqq k$$

ebenfalls Genüge leisten.

## c) Biegungsfestigkeit.

Bei der Biegung eines prismatischen Stabes behalten nur die Fasern einer einzigen, durch die Stabachse gehenden Schicht, der **Nullschicht** (neutralen Faserschicht), ihre ursprüngliche Länge; diese Schicht schneidet jeden zur Schwerachse senkrechten Querschnitt in der **Nulllinie** (neutralen Achse).

Bezeichnet

$M$ das Biegungsmoment eines Stabquerschnittes in cmkg,

$J$ das Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in $cm^4$,

$e$ den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Faser in cm,

$W = \frac{J}{e}$ das Widerstandsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in $cm^3$,

$k_b$ die zulässige Biegungsspannung in kg/qcm,

dann gilt die **Grundgleichung**

$$M = \frac{J}{e} k_b = W k_b.$$

## 1. Trägheits- und Widerstandsmomente.

Trägheits- und Widerstandsmomente der deutschen Normalprofile für Walzeisen s. Anhang des Hilfsbuches.

| Querschnitt | Trägheitsmoment | Widerstandsmoment |
|---|---|---|
| Rechteck (b, h) | $J = \frac{b h^3}{12}$. | $W = \frac{b h^2}{6}$. |
| Quadrat (h) | $J = \frac{h^4}{12}$. | $W = \frac{h^3}{6}$. |
| Ellipse (a, b) | $J = \frac{\pi a^3 b}{4}$. | $W = \frac{\pi a^2 b}{4}$. |
| Elliptischer Ring (a, $a_1$, b, $b_1$, d) | $J = \frac{\pi}{4}(a^3 b - a_1{}^3 b_1)$ $\sim \frac{\pi}{4} a^2 (a + 3 b) d$. | $W \sim \frac{\pi}{4} a (a + 3 b) d$. |
| Dreieck (b, h, e) | $J = \frac{b h^3}{36}$. | $W = \frac{b h^2}{24}$, für $e = \frac{2}{3} h$. |
| Sechseck (R) | $J = \frac{5\sqrt{3}}{16} R^4$ $= 0{,}5413\ R^4$. | $W = \frac{5}{8} R^3$. |
| Sechseck (R), gedreht | | $W = 0{,}5413\ R^3$. |
| Achteck (R) | $J = \frac{1 + 2\sqrt{2}}{6} R^4$ $= 0{,}6381\ R^4$. | $W = 0{,}6906\ R^3$. |

| Querschnitt | Trägheitsmoment | Widerstandsmoment |
|---|---|---|
| | $J = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} h^3.$ | $W = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} h^2,$ für $e = \frac{1}{3}\frac{3b + 2b_1}{2b + b_1} h.$ |
| | $J = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{12}.$ $W = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{6h}.$ | |
| | $J = \frac{BH^3 + bh^3}{12}.$ $W = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}.$ | |
| | $J = \frac{BH^3 - bh^3}{12}.$ | $W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}.$ |
| | $J = \frac{1}{3}(Be_1^3 - bh^3 + ae_2^3)$ $e_1 = \frac{1}{2}\frac{aH^2 + bd^2}{aH + bd};$ $e_2 = H - e_1.$ | |
| | $J = \frac{1}{3}(Be_1^3 - B_1h^3 + be_2^3 - b_1h_1^3).$ $e_1 = \frac{1}{2}\frac{aH^2 + B_1d^2 + b_1d_1(2H - d_1)}{aH + B_1d + b_1d_1}.$ | |
| | $J = \frac{\pi d^4}{64}.$ | $W = \frac{\pi d^3}{32} \sim 0{,}1\, d^3.$ |
| | $J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4).$ | $W = \frac{\pi}{32}\frac{D^4 - d^4}{D}.$ |

## 2. Biegungsmomente für verschiedene Belastungsweisen prismatischer Stäbe.

Es bedeutet noch

$P$ eine Einzellast in kg,
$Q$ eine über die ganze Stablänge gleichmäßig verteilte Last in kg,
$l$ die freie Länge des Stabes in cm,
$E$ den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm,
$f$ und $f_m$ die Durchbiegung des Stabes im Angriffspunkte der Einzellast $P$ bezw. in der Mitte der Stützweite in cm.

| Belastungsfall | Biegungsmoment $M$ | Durchbiegung |
|---|---|---|
| $l$, $f$, $P$ | $M_{\max} = Pl.$ | $f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{3}.$ |
| $l$, $\frac{l}{2}$, $f$, $P$ | $M_{\max} = \frac{Pl}{4}.$ | $f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{48}.$ |
| $l$, $l_1$, $l_2$, $f$, $P$ | $M_{\max} = \frac{P l_1 l_2}{l}.$ | $f = \frac{P}{EJ}\frac{l l_1^2 l_2^2}{3}.$ |
| $l$, $\frac{l}{2}$, $f$, $P$ | $M_{\max} = \frac{Pl}{8}.$ | $f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{192}.$ |
| $l_1$, $l$, $l_1$, $f_m$, $f$, $P$, $P$ | $M = P l_1 = \text{konst.}$ | $f_m = \frac{P}{EJ}\frac{l^2}{8}\frac{l_1}{l}$ in der Mitte der Stützweite; $f = \frac{P}{EJ}\left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_1^2 l}{2}\right)$ im Angriffpunkte der Last. |

| Belastungsfall | Biegungsmoment $M$ | Durchbiegung |
|---|---|---|
| | $M_{max} = \frac{Q\,l}{2}$. | $f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{l^3}{8}$. |
| | $M_{max} = \frac{Q\,l}{8}$. | $f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{5\,l^3}{384}$. |
| | $M_{max} = {}^1/_{12}\,Q\,l$ im Einspannungsquerschnitt; $M = {}^1/_{24}\,Q\,l$ in der Stabmitte. | $f = \frac{Q}{E\,J}\,\frac{l^3}{384}$. |

## d) Schubfestigkeit.

Die Größe der durch eine Schubkraft $P$ hervorgerufenen Schubspannung $\tau$ eines Stabes hängt von der Querschnittsform desselben ab. Sie beträgt

für einen rechteckigen Querschnitt $b\,h$:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2}\,\frac{P}{b\,h},$$

für einen kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser $d$

$$\tau_{max} = \frac{16}{3}\,\frac{P}{\pi\,d^2}.$$

Die zulässige Schubspannung kann im allgemeinen gesetzt werden

$$k_s = \frac{k_z}{1{,}3}.$$

## e) Drehungsfestigkeit.

Bedeutet

$M_d$ das Moment des drehenden Kräftepaares in cmkg,

$G = {}^1/_\beta = {}^5/_{13}\,E = 0{,}385\,E$ den Gleitmodul in kg/qcm (s. S. 40),

$k_d$ die zulässige Drehungsspannung des Stabmateriales in kg/qcm,

$\vartheta$ den verhältnismäfsigen Verdrehungswinkel zweier um 1 cm voneinander abstehenden Stabquerschnitte unter der Einwirkung von $M_d$, gemessen in cm als Bogen vom Halbmesser 1 cm,

dann gelten für $M_d$ und $\vartheta$ die in der nachstehenden Tabelle für die wichtigsten Querschnitte angegebenen Werte.

| Querschnitt | Zulässiges Drehmoment | Verdrehungswinkel |
|---|---|---|
| | $M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim 0{,}2\, d^3 k_d.$ | $\vartheta = \frac{32}{\pi d^4} \frac{M_d}{G}.$ |
| | $M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} k_d.$ | $\vartheta = \frac{32}{\pi (D^4 - d^4)} \frac{M_d}{G}.$ |
| | $M_d = \frac{\pi}{16} b^2 h k_d.$ ($h > b$.) | $\vartheta = \frac{16}{\pi} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$ |
| | $M_d = \frac{\pi}{16} \frac{b^3 h - b_0^3 h_0}{b} k_d.$ ($h_0 : h = b_0 : b$; $h > b$.) | • |
| | $M_d = \frac{2}{9} b^2 h k_d.$ ($h > b$.) | $\vartheta = 3{,}6 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$ |
| | $M_d = \frac{2}{9} h^3 k_d.$ | $\vartheta = 7{,}2 \frac{1}{h^4} \frac{M_d}{G}.$ |
| | $M_d = \frac{2}{9} s^2 (h + 2 b_0) k_d.$ | • |

Bezeichnet noch

$l$ die Länge des auf Verdrehung beanspruchten Stabes in cm,

$\psi$ den Verdrehungswinkel für die ganze Stablänge,

so ist

$$\psi = l \vartheta.$$

## f) Zusammengesetzte Festigkeit.

### 1. Zug (Druck) und Biegung.

Bezeichnet

$\sigma_1$ die größte Zugspannung, $\sigma_2$ " " Druckspannung } eines durch ein Biegungmoment $M_b$ beanspruchten Stabquerschnittes $F$ in kg/qcm,

$\sigma$ " " Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft $P$ auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/qcm,

so mufs für Zug und Biegung

$$\sigma_1 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_1 + \frac{P}{F} \leq k_z,$$

für Druck und Biegung

$$\sigma_2 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_2 + \frac{P}{F} \leq k_d$$

sein, wenn $e_1$ bezw. $e_2$ den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Zugfaser (Druckfaser) und $J$ das Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes bedeutet.

### 2. Zug, (Druck) und Drehung.

Bezeichnet

$\tau$ die größte Schubspannung eines durch ein Drehmoment $M_d$ beanspruchten Querschnittes $F$ in kg/qcm,

$\sigma$ die größte Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft $P$ auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/qcm,

so muß für Zug und Drehung

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leq k_z, \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d}\right)$$

für Druck und Drehung

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leq k \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k}{1{,}3\,k_d}\right)$$

und ferner

$$-0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leq k_z \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\,k_d}\right)$$

sein.

### 3. Biegung und Drehung.

In jedem Querschnittteilchen erzeugt das Biegungsmoment $M_b$ eine Normalspannung $\sigma$ und das Drehmoment $M_d$ eine Schubspannung $\tau$.

Es gilt dann

$$0{,}35\,\sigma + 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\,\tau)^2} \leq k_b. \qquad \left(\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\,k_d}\right)$$

Setzt man in vorstehende Gleichung — für kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser $d$ —

$$\sigma = \frac{M_b}{0{,}1\,d^3} \text{ und } \tau = \frac{M_d}{0{,}2\,d^3},$$

so ergibt sich

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2} \leq 0{,}1\,d^3\,k_b.$$

Für rechteckigen Querschnitt $b\,h$ gilt

$$0{,}35\,M_1 + 0{,}65\sqrt{M_1^2 + (^3/_2\,\alpha_0\,M_d)^2} \leq {}^1/_6\,b\,h^2\,k_b,$$

$$0{,}35\,M_2 + 0{,}65\sqrt{M_2^2 + (^3/_2\,\alpha_0\,M_d)^2} \leq {}^1/_6\,b^2\,h\,k_b,$$

je nachdem das Biegungsmoment $M_1$ bezw. $M_2$ auf die zu $b$ oder $h$ parallele Schwerachse des Querschnittes $b\,h$ bezogen wird ($h > b$).

Nachzurechnen ist noch, ob

$$\frac{M_1}{^1/_6\,b\,h^2} + \frac{M_2}{^1/_6\,b^2\,h} \leq k_b.$$

## D. Festigkeit der Federn.

Es bedeutet

$P$ die zulässige Belastung (Tragfähigkeit) der Feder in kg,

$f$ die Durchbiegung, entsprechend der Belastung $P$ oder der zulässigen Biegungs- oder Drehungsspannung $k_b$ bezw. $k_d$ in cm,

$l$ die Länge der Feder in cm.

### a) Biegungsfedern.

1. Gerade Biegungsfedern.

| Benennung | Tragfähigkeit | Durchbiegung |
|---|---|---|
| Rechteckfeder. | $P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}.$ | $f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{3} = 4\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = {}^2/_3\,\frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}.$ |
| Dreieckfeder. | $P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}.$ | $f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{2} = 6\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}.$ |
| Rechteckfeder nach der kubischen Parabel zugeschärft. | $P = \frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}.$ | $f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{2} = 6\,\frac{l^3}{b\,h^3}\,\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\,\frac{k_b}{E}.$ |

2. Gewundene Biegungsfedern.
$l$ ist die Länge der gestreckt gedachten Feder.

| Benennung | Tragfähigkeit | Durchbiegung |
|---|---|---|
| Gewundene Feder mit rechteckigem Querschnitte. | $P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$. | $f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = 2 \frac{r l}{h} \frac{k_b}{E}$. |
| Gewundene Feder mit rundem Querschnitte. | $P = \frac{\pi d^3}{32} \frac{k_b}{r}$. | $f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = \frac{64}{\pi} \frac{P l r^2}{E d^4} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_b}{E}$. |
| Spiralfeder mit rechteckigem Querschnitte. | $P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$. | $f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = 2 \frac{r l}{h} \frac{k_b}{E}$. |

b) **Drehungsfedern.**

1. Gerade Drehungsfedern.

| Benennung | Tragfähigkeit | Durchbiegung. |
|---|---|---|
| Einfache Drehungsfeder mit rundem Querschnitte. | $P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} k_d$. | $f = r\omega = \frac{32 r^2 l}{\pi d^4} \frac{P}{G} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_d}{G}$. |
| Einfache Drehungsfeder mit rechteckigem Querschnitte. | $P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} k_d$. | $f = r\omega = 3{,}6\, r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 0{,}8\, r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G}$. |

## 2. Gewundene Drehungsfedern.

$n$ bedeutet die Anzahl der Windungen, $r$ den mittleren Halbmesser der Feder.

| Benennung | Tragfähigkeit | Durchbiegung |
|---|---|---|
| Cylindrische Schraubenfeder mit rundem Querschnitte. | $P=\frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d.$ | $f=\frac{64\,n\,r^3}{d^4}\cdot\frac{P}{G}=\frac{4\,\pi\,n\,r^2}{d}\frac{k_d}{G}.$ |
| Cylindrische Schraubenfeder mit rechteckigem Querschnitte. | $P=\frac{2}{9}\frac{b^2h}{r}k_d.$ | $f=7{,}2\,\pi\,n\,r^3\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{P}{G}=1{,}6\,\pi\,n\,r^2\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\frac{k_d}{G}.$ |
| Kegelfeder mit rundem Querschnitte. | $P=\frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d.$ | $f=\frac{16\,r^2 l}{\pi\,d^4}\frac{P}{G}=\frac{r\,l}{d}\frac{k_d}{G}=16\,n\frac{r^3}{d^4}\frac{P}{G}=\pi\,n\frac{r^2}{d}\frac{k_d}{G}.$ |
| Kegelfeder mit rechteckigem Querschnitte. | $P=\frac{2}{9}\frac{b^2h}{r}k_d.$ | $f=1{,}8\,r^2 l\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{P}{G}=0{,}4\,r\,l\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\frac{k_d}{G}=1{,}8\,\pi\,n\,r^3\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{P}{G}=0{,}4\,\pi\,n\,r^2\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\frac{k_d}{G}.$ |

Die Arbeit in cmkg, die von einer Feder bei ihrer Durchbiegung von Null bis $f$ aufgenommen wird (die sogen. „Federungsarbeit") ist

$$A=\frac{Pf}{2}.$$

# E. Festigkeit cylindrischer und kugelförmiger Gefäfse.

Es bezeichne

$r_i$ den inneren Halbmesser in cm, $r_a$ „ äußeren „ „ „ $\Big\}\ r = r_a - r_i$,

$k_z$ die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm,

$k$ „ „ Druckspannung „ „ „ „ .

## a) Hohlcylinder.

1. Innerer Überdruck $p_i$ in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} = r_i \sqrt{\frac{1 + 0{,}4\,\frac{p_i}{k_z}}{1 - 1{,}3\,\frac{p_i}{k_z}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür

$$k_z > 1{,}3\,p_i \text{ oder } \frac{p_i}{k_z} < 0{,}77.$$

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_i\,\frac{p_i}{k_z}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfkessel mit innerem Überdruck siehe unter „Dampfkessel".)

2. Äußerer Überdruck $p_a$ in kg/qcm. Wenn ein Eindrücken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\,p_a}}.$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1{,}7}$ oder $\frac{p_a}{k} < 0{,}59$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a\,\frac{p_a}{k}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfkessel-Flammrohre siehe unter „Dampfkessel".)

## b) Hohlkugeln.

1. Innerer Überdruck $p_i$ in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 0{,}65\,p_i}}.$$

Nach Maßgabe dieser Gleichung sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_i < \frac{k_z}{0{,}65}$ oder $\frac{p_i}{k_z} < 1{,}54$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = {}^1/_2\,r_i\,\frac{p_i}{k_z}.$$

2. Äußerer Überdruck $p_a$ in kg/qcm. Wenn ein Einknicken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1{,}05\, p_a}}.$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1{,}05}$ oder $\frac{p_a}{k} < 0{,}95$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = \tfrac{1}{2}\, r_a \frac{p_a}{k}.$$

Erfährt ein Gefäß Abnutzung durch Rosten oder dergl., so ist die berechnete Wandstärke um einen entsprechenden Betrag zu vergrößern.

# Dritter Abschnitt.

# Maschinenteile[1]).

## I. Hilfsmittel zur Verbindung von Maschinenteilen.

### A. Lösbare Verbindungen.

#### a) Keile.

##### 1. Querkeile.

Eine einfache Keilverbindung — aus zwei zu verbindenden Körpern *m* und *n* und dem Keil bestehend — zeigt Fig. 8. Wirkt auf den

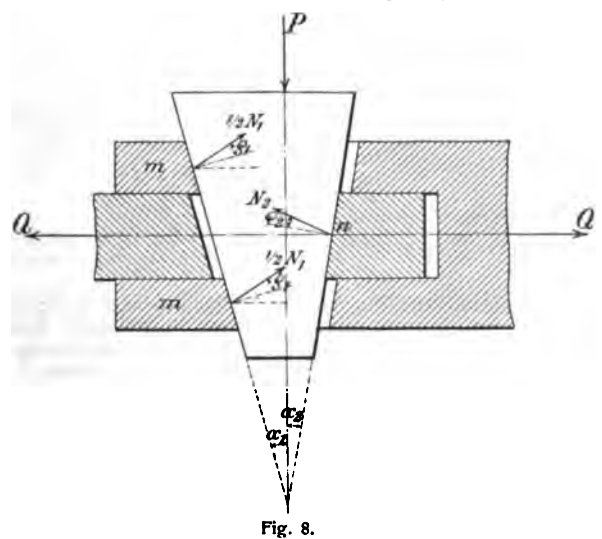



Fig. 8.

letzteren in der angedeuteten Richtung eine Kraft $P$, so kann dadurch eine Kraft $Q$ überwunden werden, die sich auf folgende Weise ergibt.

[1]) C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 8. Aufl., Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

Bedeutet $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$ den Reibungskoeffizienten des Keiles (Steigungswinkel $\alpha_1 + \alpha_2$) auf den Flächen des Körpers $m$, $\mu_2 = \operatorname{tg} \rho_2$ denjenigen auf der Fläche des Körpers $n$ und $\mu = \operatorname{tg} \rho$ denjenigen in den Berührungsflächen zwischen $m$ und $n$, so ist für die Stützendrucke $N_1$ und $N_2$

$$P = N_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2),$$
$$N_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) - N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = 0,$$
$$N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) = Q + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2)\,\mu,$$

woraus folgt

$$P = Q\,\frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}.$$

Die Kraft zum Lösen des Keiles bezw. diejenige Kraft, welche auf den Keil wirken muß, damit er unter Einwirkung der Zugkraft $Q$ sich nicht von selbst nach auswärts bewegt, beträgt

$$P' = Q\,\frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}.$$

Demnach ist die Bedingung der Selbsthemmung $\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2) \leqq 0$.

Für $\alpha_1 = \alpha_2$ allgemein $= \alpha$ und $\rho_1 = \rho_2$ allgemein $= \rho$ ist annähernd

$$P = Q\,2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und

$$P' = Q\,2 \operatorname{tg}(\rho - \alpha).$$

S e l b s t h e m m u n g ist vorhanden, solange

$$\operatorname{tg}(\rho - \alpha) \leqq 0, \text{ d. h.}$$
$$\alpha \leqq \rho.$$

Wenn $\alpha_2 = 0$ und $\alpha_1 = \alpha$ gesetzt wird, so folgt

$$\left.\begin{aligned} P &= Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \\ P' &= Q \operatorname{tg}(2\rho - \alpha) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2$$

und als Bedingung der Selbsthemmung

$$2\rho - \alpha \leqq 0, \text{ d. h.}$$
$$\alpha \leqq 2\rho.$$

Die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels $\alpha$ nennt man den A n z u g des Keiles und unterscheidet nach Vorstehendem Keile mit d o p p e l t e m und solche mit e i n s e i t i g e m Anzug. Letzterer kann bei Verbindungen, die eine dauernde Befestigung gewähren sollen, $^1/_{25}$ bis $^1/_{15}$, bei solchen, die öfter gelöst werden, $^1/_{15}$ bis $^1/_{10}$ und zuweilen bis $^1/_6$ betragen.

Bei einem Anzuge von mehr als $^1/_{12}$ sind Keilsicherungen, d. h. Vorrichtungen anzubringen, die ein selbsttätiges Lösen des Keiles verhindern.

Die K e i l a b m e s s u n g e n sind mit Rücksicht auf die Art der Belastung — ob r u h e n d oder w e c h s e l n d — zu ermitteln. Im letzteren Falle ist durch Anziehen des Keiles bereits im unbelasteten Zustande eine Verspannung der miteinander zu verbindenden Teile herbeizuführen. Um diese zusätzliche Beanspruchung zum Ausdruck zu bringen, kann den Rechnungen die 1,25-fache Belastung zu Grunde gelegt werden.

Eine einfache Q u e r k e i l v e r b i n d u n g für ruhende Belastung zeigt Fig. 9.

Es ist

$$P = \frac{d^2\pi}{4} k_z = \left(\frac{D^2\pi}{4} - D s_1\right) k_z', \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

wenn $k_z$ die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{d^2\pi}{4}$ und $k_z'$ die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{D^2\pi}{4} - D s_1$. Da im letzteren Querschnitte die Spannung in den dem Keilloche am nächsten liegenden Flächenelementen größer sein wird als in den nach dem Umfange zu gelegenen, so muß $k_z' < k_z$ gewählt werden. Schätzungsweise trägt man diesem Umstande dadurch Rechnung, daß man setzt

$$k_z' = \frac{\pi}{4} k_z.$$

Dann folgt aus Gleichung 3 mit dem üblichen Werte $s_1 = 0{,}25\,D$

$$D \sim \frac{4}{3} d.$$

Die Pressung $k$ in der Berührungsstelle $D s_1$ zwischen Keil und Stange ergibt sich aus

$$\frac{d^2\pi}{4} k_z = D s_1 k = \frac{D^2}{4} k$$

zu

$$k \sim \frac{7}{4} k_z.$$

Wird dieser Wert auch für die Hülse, welche die Stange umschließt, zugelassen, so folgt aus

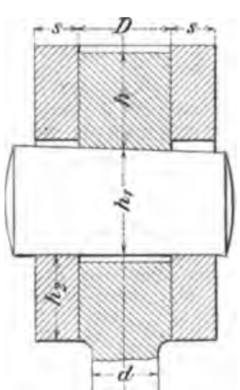
$$2 s s_1 k = D s_1 k$$
$$s = 0{,}5\,D.$$

Für die mittlere Höhe $h_1$ des auf Biegung beanspruchten Keiles gilt

$$\frac{P}{2}\left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4}\right) = \frac{s_1 h_1^2}{6} k_b,$$

woraus mit $s_1 = 0{,}25\,D$, $s = 0{,}5\,D$, $P = \frac{d^2\pi}{4} k_z$

$$h_1 = d\sqrt{\frac{3\pi}{2} \frac{k_z}{k_b}}.$$



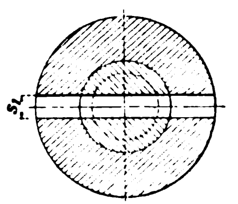




Fig. 9.

In der Regel wird die Stange aus Schweiß- oder Flußeisen, der Keil aus Stahl hergestellt, so daß unter Voraussetzung der Belastungsweise I (S. 43) mit $k_z = 900$ und $k_b = 1350$

$$h_1 \sim \frac{7}{4} d \sim \frac{4}{3} D.$$

Der Anzug des Keiles ist 1/20 bis 1/15 zu wählen.

Die Abmessung $h$ kann für rechteckige Keile betragen

$$h = 0{,}67\,h_1 \text{ bis } 0{,}75\,h_1.$$

Die Höhe $h_2$ nimmt man gleich $h$, sofern die Gesamtbeanspruchung der Hülse nicht eine größere Abmessung bedingt.

Keile, welche bei voller Belastung eingetrieben werden, müssen solche Abmessungen erhalten, daß die Pressung in den Flächen, welche hierbei aufeinander gleiten, das höchstzulässige Maß nicht überschreitet (Sicherheit gegen Anfressen).

Fig. 10 zeigt eine häufig vorkommende Keilverbindung.

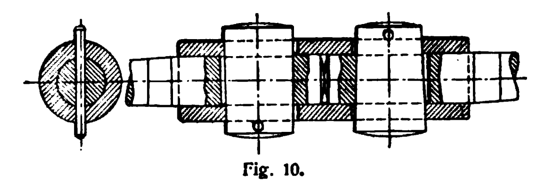


Fig. 10.

Weitere Keilverbindungen finden sich im folgenden bei den Maschinenteilen, zu denen sie gehören.

### 2. Längskeile.

Die fast stets aus Stahl gefertigten Längskeile dienen zur Befestigung von Rädern, Kupplungen, Kurbeln, Excentern etc. auf den Triebwellen oder Achsen.

Man unterscheidet Keile mit Anzug und prismatische Keile oder Federn.

Erstere werden je nach der Querschnittsform und nach der Lage gegen die Welle als Hohlkeile (Fig. 11), Flächenkeile (Fig. 12), Nutenkeile (Fig. 13) und Tangentialkeile (Fig. 14) ausgeführt.

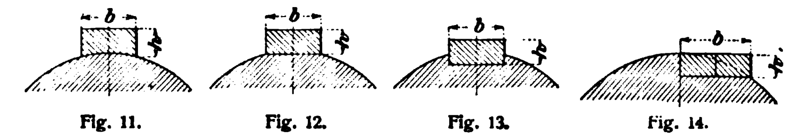



Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14.

Die Hohl- und Flächenkeile sind nur zum Übertragen kleinerer Kräfte geeignet; sie kommen insbesondere dann zur Verwendung, wenn auf eine Welle nachträglich ein Rad, eine Scheibe oder dergl. aufgesetzt werden soll. Die Betriebssicherheit ist jedoch schon bei geringen Erschütterungen der arbeitenden Teile nicht sehr groß, weshalb Nutenkeile nach Fig. 13 den Vorzug verdienen. Die schmalen Flächen derselben sichern bei einem etwaigen Gleiten zwischen Nabe und Welle die Übertragung des Drehmomentes, was bei Hohl- und Flächenkeilen nicht der Fall ist.

Die Tangentialkeile leisten namentlich da, wo die Richtung der Kraftabgabe schnell wechselt, ferner bei stark stoßenden Maschinenteilen ausgezeichnete Dienste.

Der Fig. 15 ersichtliche Nasenkeil wird da angewendet, wo man einen Ansatz, die Nase, braucht, um den Keil wieder herausschlagen zu können.

Wegen ihrer hohen Unfallsgefahr sind Nasenkeile zu verwerfen.

Die Federn (Fig. 16) sichern nur die Drehung der Naben auf der Welle, nicht aber ihre Verschiebung in Richtung der Wellenachse. Letzteres kann durch Stellringe (s. d.) verhütet werden.

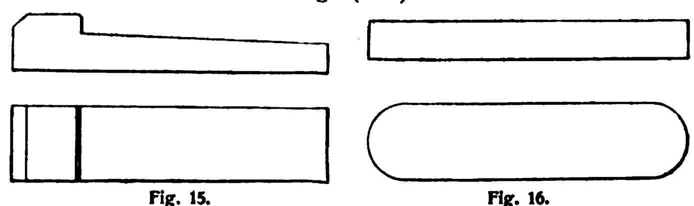


Fig. 15. Fig. 16.

Die Keilabmessungen können für normale Bohrungen aus der nachstehenden Tabelle entnommen werden. Hierin bedeutet $d$ den Wellendurchmesser, $b$ die Keilbreite und $h$ die Keilhöhe in mm. Die Nut erhält $^1/_{100}$ Anzug.

Hauptantriebe mit Wellen von $d \geqq 180$ mm erhalten Doppelkeile, die um 90° gegeneinander versetzt werden.

| $d$ | Hohlkeil Fig. 11 | | Flächenkeil Fig. 12 | | Nutenkeil Fig. 13 | | Tangentialkeil Fig. 14 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $b$ | $h$ | $b$ | $h$ | $b$ | $h$ | $b$ | $h$ |
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |
| 30 | 11 | 5 | 11 | 4 | — | — | — | — |
| 35 | 14 | 7 | 14 | 6 | — | — | — | — |
| 40 | 14 | 7 | 14 | 6 | — | — | — | — |
| 45 | 14 | 7 | 14 | 6 | — | — | — | — |
| 50 | 16 | 8 | 16 | 7 | 16 | 7 | — | — |
| 55 | 16 | 8 | 16 | 7 | 16 | 7 | — | — |
| 60 | 16 | 8 | 16 | 7 | 16 | 7 | — | — |
| 65 | 19 | 10 | 19 | 8 | 19 | 8 | — | — |
| 70 | 19 | 10 | 19 | 8 | 19 | 8 | — | — |
| 75 | 21 | 10 | 21 | 8 | 21 | 8 | — | — |
| 80 | 21 | 10 | 21 | 8 | 21 | 8 | — | — |
| 85 | 23 | 12 | 23 | 10 | 23 | 10 | — | — |
| 90 | 23 | 12 | 23 | 10 | 23 | 10 | — | — |
| 95 | 26 | 13 | 26 | 11 | 26 | 11 | — | — |
| 100 | 26 | 13 | 26 | 11 | 26 | 11 | 29 | 9 |
| 105 | 30 | 15 | 30 | 12 | 30 | 12 | 30 | 9 |
| 110 | 30 | 15 | 30 | 12 | 30 | 12 | 32 | 10 |
| 115 | 30 | 15 | 30 | 12 | 30 | 12 | 32 | 10 |
| 120 | 30 | 15 | 30 | 12 | 30 | 12 | 35 | 11 |
| 125 | 30 | 15 | 30 | 12 | 30 | 12 | 35 | 11 |
| 130 | 33 | 17 | 33 | 15 | 33 | 15 | 38 | 12 |
| 135 | 33 | 17 | 33 | 15 | 33 | 15 | 38 | 12 |
| 140 | 33 | 17 | 33 | 15 | 33 | 15 | 39 | 12 |
| 145 | 33 | 17 | 33 | 15 | 33 | 15 | 40 | 12 |
| 150 | 33 | 17 | 33 | 15 | 33 | 15 | 42 | 13 |

## b) Schrauben.

### 1. Allgemeines.

Wickelt man die Ebene eines Winckels $b\,a\,c$ (Fig. 17) so auf einen Cylinder vom Halbmesser $r$, dafs der eine Schenkel $a\,b$ mit der Umfangslinie eines Normalschnittes des Cylinders zusammenfällt, dann beschreibt der andere Schenkel $a\,c$ eine auf dem Cylinder liegende Kurve, die als

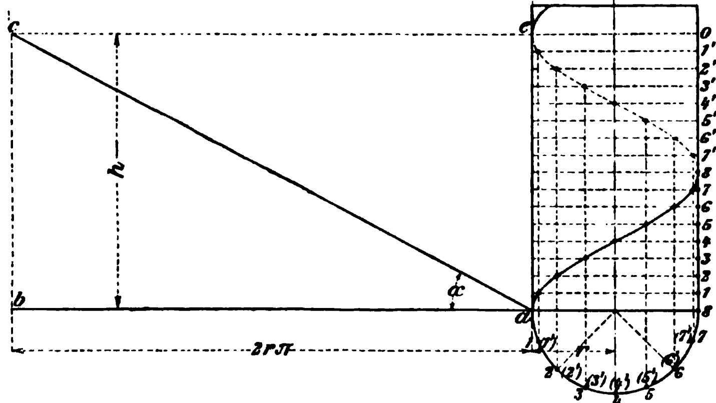


Fig. 17.

Schraubenlinie bezeichnet wird. Der Winkel $b\,a\,c$ heifst der Steigungswinkel und wird allgemein mit $\alpha$, der Abstand $a\,e = b\,c$ je zweier Schraubenwindungen — die Steigung oder die Ganghöhe — mit $h$ bezeichnet. Es ist nach Fig. 17

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\,r\,\pi}.$$

Man konstruiert die Schraubenlinie, indem man die Ganghöhe $h$ und ferner von $a$ aus den als Kreis sich darstellenden Normalschnitt des Cylinders in je $n$ (hier 16) gleiche Teile teilt. Die Schnittpunkte der durch die ersteren Teilpunkte gelegten wagerechten mit den durch die letzteren gelegten lotrechten Linien geben Punkte der Schraubenlinie.

Führt man eine beliebige gerad- oder krummlinig begrenzte Figur als erzeugendes Element mit einem ihrer Punkte auf der Schraubenlinie so herum, daß ihre Ebene stets die Achse der Schraube in sich aufnimmt, so entsteht ein Schraubengang.

Ist das erzeugende Element ein Dreieck, so entsteht eine scharfgängige Schraube (Fig. 18); tritt an die Stelle des Dreiecks ein Rechteck (Quadrat), so entsteht eine flachgängige Schraube (Fig. 19). Im ersteren Falle entsteht ein auf dem Mantel des Cylinders (Schraubenkern) liegendes Gewinde mit dreieckigem, im zweiten ein solches mit rechteckigem (quadratischem) Querschnitt; der Betrag, um den es den Schraubenkern überragt, heißt Gewindetiefe oder Gangtiefe. Je nachdem das Gewinde, von vorn gesehen, nach rechts oder nach links

aufsteigt, ist die Schraube rechtsgängig oder linksgängig. (In der Regel werden rechtsgängige Schrauben angewendet.)

Statt des Dreiecks und Vierecks können auch andere Figuren — Trapez, wellenförmiger Querschnitt — als erzeugende Elemente auf-

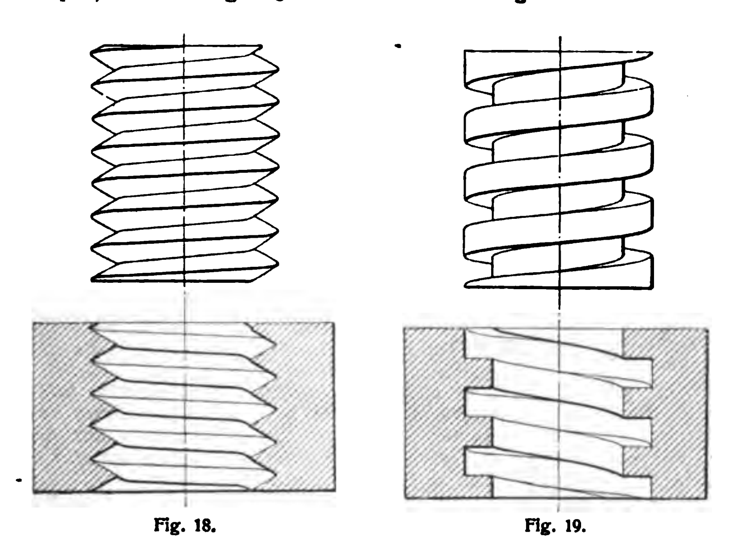


Fig. 18. Fig. 19.

treten. Damit ergeben sich das trapezförmige und das runde Gewinde. Besteht das Gewinde einer Schraube aus einem gewundenen Körper, wie z. B. in Fig. 19, so heißt die Schraube eingängig, besteht dasselbe aus zwei Körpern (entsprechend zwei parallelen Schraubenlinien, Fig. 20), so wird die Schraube zwei- oder doppelgängig genannt; ebenso ergeben sich drei- und mehrgängige Schrauben.

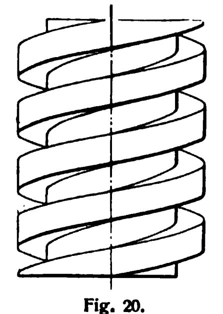


Fig. 20.

Auf die Gänge wird die Mutter geschraubt, die entsprechendes Hohlgewinde hat (Fig. 18 und 19) und äußerlich gewöhnlich ein sechsseitiges Prisma bildet. Die oberen und unteren Ecken der Mutter werden zumeist nach einem Kegel vom Basisdurchmesser $s_0$ (Schlüsselweite) und dem Basiswinkel 30° abgestumpft.

Schraube und Mutter dienen zur Verbindung von Maschinenteilen, außerdem zur Umwandlung einer drehenden Bewegung in eine fortschreitende und umgekehrt (bei Pressen, Hebevorrichtungen, Werkzeugmaschinen). Hiernach unterscheidet man Befestigungs- und Bewegungsschrauben.

### α) Befestigungsschrauben.

Was die üblichen Gewindeprofile anbelangt, so werden die Befestigungsschrauben fast immer als scharfgängige ausgeführt. Die hier in Betracht kommenden Gewindearten sind die folgenden:

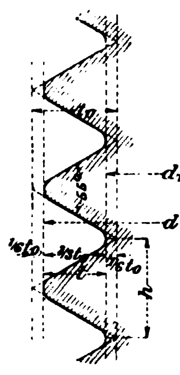


Fig. 21.

Whitworthsches Gewinde. Dem in Fig. 21 dargestellten Gewindeprofil liegt ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Kantenwinkel von 55° zu Grunde. Die Höhe $t_0$ des Dreiecks ist $\frac{h}{2}$ ctg 27° 30' $= 0{,}96049\,h$. Die Spitzen sind außen und innen um je $\frac{1}{6}\,t_0$ abgerundet, so daß die Gangtiefe $t = \frac{2}{3}\,0{,}96049\,h = 0{,}64033\,h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2\,t = d - 1{,}28065\,h = d\,(1 - 1{,}28065\,n)$ beträgt, wobei für $d$ (äußerer Gewindedurchmesser) $= \frac{1}{4}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert $n$ sich von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{15}$ ändert.

Das Whitworthsche Gewinde (vergl. die nachstehenden Tabellen I und II) ist zurzeit in Europa am meisten verbreitet.

In manchen Werkstätten (besonders in Süddeutschland) wird es in abgeänderter Form angewendet, und zwar derart, daß ihm nur die Ganghöhen $h$ entnommen sind, während die äufseren Durchmesser $d$ in Abstufungen von 3 mm aufeinander folgen, also:

$$d = 12,\ 15,\ 18,\ 21,\ 24,\ 27,\ 30 \text{ mm u. s. w.}$$

Tabelle I. Whitworthsches Gewinde.

| Äußerer Durchmesser des Gewindes $d$ | | Kern- Durchmesser $d$ | Kern- Querschnitt $\frac{\pi d_1^2}{4}$ | Anzahl der Gewindegänge auf einen engl. Z. | Anzahl der Gewindegänge auf die Länge $d$ | Höhe der Mutter, abgerundet $h_1$ | Höhe des Kopfes, abgerundet $h_0$ | Schlüsselweite, abgerundet $s_0$ | $Q = 1/4\,\pi\,d_1^2\,k_z$, wenn (in kg/qcm) $k_z = 480$ | $k_z = 600$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | mm | mm | qcm | Z. | | mm | mm | mm | kg | kg |
| 1/4 | 6,35 | 4,72 | 0,175 | 20 | 5 | 6 | 4 | 13 | 85 | 105 |
| 5/16 | 7,94 | 6,13 | 0,295 | 18 | 5 5/8 | 8 | 6 | 16 | 140 | 175 |
| 3/8 | 9,52 | 7,49 | 0,441 | 16 | 6 | 10 | 7 | 19 | 210 | 265 |
| 7/16 | 11,11 | 8,79 | 0,607 | 14 | 6 1/8 | 11 | 8 | 21 | 290 | 365 |
| 1/2 | 12,70 | 9,99 | 0,784 | 12 | 6 | 13 | 9 | 23 | 375 | 470 |
| 5/8 | 15,87 | 12,92 | 1,311 | 11 | 6 7/8 | 16 | 11 | 27 | 630 | 785 |
| 3/4 | 19,05 | 15,80 | 1,961 | 10 | 7 1/2 | 19 | 13 | 33 | 940 | 1 175 |
| 7/8 | 22,22 | 18,61 | 2,720 | 9 | 7 7/8 | 22 | 15 | 36 | 1 305 | 1 630 |

| Äußerer Durchmesser des Gewindes $d$ | | Kern- Durchmesser $d_1$ | Kern- Querschnitt $\frac{\pi d_1^2}{4}$ | Anzahl der Gewindegänge auf einen engl. Z. | Anzahl der Gewindegänge auf die Länge $d$ | Höhe der Mutter, abgerundet, $h_1$ | Höhe des Kopfes, abgerundet $h_0$ | Schlüsselweite, abgerundet $s_0$ | $Q = 1/4\, \pi d_1^2 k_z$, wenn (in kg/qcm) $k_z = 480$ | $k_z = 600$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | mm | mm | qcm | Z. | $d$ | mm | mm | mm | kg | kg |
| 1 | 25,40 | 21,33 | 3,573 | 8 | 8 | 25 | 18 | 40 | 1 715 | 2 145 |
| 1 1/8 | 28,57 | 23,93 | 4,498 | 7 | 7 7/8 | 29 | 20 | 45 | 2 160 | 2 700 |
| 1 1/4 | 31,75 | 27,10 | 5,768 | 7 | 8 3/4 | 32 | 22 | 50 | 2 770 | 3 460 |
| 1 3/8 | 34,92 | 29,50 | 6,835 | 6 | 8 1/4 | 35 | 24 | 54 | 3 280 | 4 100 |
| 1 1/2 | 38,10 | 32,68 | 8,388 | 6 | 9 | 38 | 27 | 58 | 4 030 | 5 030 |
| 1 5/8 | 41,27 | 34,77 | 9,495 | 5 | 8 1/8 | 41 | 29 | 63 | 4 560 | 5 700 |
| 1 3/4 | 44,45 | 37,94 | 11,31 | 5 | 8 3/4 | 44 | 32 | 67 | 5 430 | 6 780 |
| 1 7/8 | 47,62 | 40,40 | 12,82 | 4 1/2 | 8 7/16 | 48 | 34 | 72 | 6 150 | 7 690 |
| 2 | 50,80 | 43,57 | 14,91 | 4 1/2 | 9 | 51 | 36 | 76 | 7 160 | 8 950 |
| 2 1/4 | 57,15 | 49,02 | 18,87 | 4 | 9 | 57 | 40 | 85 | 9 060 | 11 320 |
| 2 1/2 | 63,50 | 55,37 | 24,08 | 4 | 10 | 64 | 45 | 94 | 11 560 | 14 450 |
| 2 3/4 | 69,85 | 60,55 | 28,80 | 3 1/2 | 9 5/8 | 70 | 49 | 103 | 13 820 | 17 280 |
| 3 | 76,20 | 66,90 | 35,15 | 3 1/2 | 10 1/2 | 76 | 53 | 112 | 16 870 | 21 090 |
| 3 1/4 | 82,55 | 72,57 | 41,36 | 3 1/4 | 10 9/16 | 83 | 58 | 121 | 19 850 | 24 820 |
| 3 1/2 | 88,90 | 78,92 | 48,92 | 3 1/4 | 11 3/8 | 89 | 62 | 130 | 23 480 | 29 350 |
| 3 3/4 | 95,25 | 84,40 | 55,95 | 3 | 11 1/4 | 95 | 67 | 138 | 26 860 | 33 570 |
| 4 | 101,60 | 90,75 | 64,68 | 3 | 12 | 102 | 71 | 147 | 31 050 | 38 810 |
| 4 1/4 | 107,95 | 96,65 | 73,37 | 2 7/8 | 12 7/32 | 108 | 76 | 156 | 35 220 | 44 020 |
| 4 1/2 | 114,30 | 102,98 | 83,29 | 2 7/8 | 12 15/16 | 114 | 80 | 165 | 39 980 | 49 970 |
| 4 3/4 | 120,65 | 108,84 | 93,04 | 2 3/4 | 13 1/16 | 121 | 85 | 174 | 44 660 | 55 820 |
| 5 | 127,00 | 115,19 | 104,2 | 2 3/4 | 13 3/4 | 127 | 89 | 183 | 50 020 | 62 530 |
| 5 1/4 | 133,35 | 121,67 | 116,3 | 2 5/8 | 13 25/32 | 133 | 93 | 192 | 55 810 | 69 760 |
| 5 1/2 | 139,70 | 127,51 | 127,7 | 2 5/8 | 14 7/16 | 140 | 98 | 201 | 61 300 | 76 620 |
| 5 3/4 | 146,05 | 133,05 | 139,0 | 2 1/2 | 14 3/8 | 146 | 102 | 209 | 66 740 | 83 420 |
| 6 | 152,40 | 139,39 | 152,6 | 2 1/2 | 15 | 152 | 106 | 218 | 73 250 | 91 560 |

Tabelle II. Whitworthsches Gewinde für Gasrohre.

| Lichter Rohrdurchmesser $D$ | | Äußerer Gewindedurchmesser $d$ | | Kerndurchmesser $d_1$ | | Anzahl der Gänge auf einen engl. Z. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | mm | engl. Z. | mm | engl. Z. | mm | |
| 1/8 | 3,175 | 0,3825 | 9,7153 | 0,3367 | 8,5520 | 28 |
| 1/4 | 6,350 | 0,5180 | 13,1569 | 0,4506 | 11,4450 | 19 |
| 3/8 | 9,525 | 0,6563 | 16,6697 | 0,5889 | 14,9578 | 19 |
| 1/2 | 12,700 | 0,8257 | 20,9724 | 0,7342 | 18,6483 | 14 |
| 5/8 | 15,875 | 0,9022 | 22,9154 | 0,8107 | 20,5913 | 14 |
| 3/4 | 19,050 | 1,0410 | 26,4409 | 0,9495 | 24,1168 | 14 |
| 7/8 | 22,225 | 1,1890 | 30,2000 | 1,0975 | 27,8759 | 14- |
| 1 | 25,400 | 1,3090 | 33,2479 | 1,1925 | 30,2889 | 11 |
| 1 1/8 | 28,574 | 1,4920 | 37,8961 | 1,3755 | 34,9371 | 11 |
| 1 1/4 | 31,749 | 1,6500 | 41,9092 | 1,5335 | 38,9502 | 11 |
| 1 3/8 | 34,924 | 1,7450 | 44,3221 | 1,6285 | 41,3631 | 11 |
| 1 1/2 | 38,099 | 1,8825 | 47,8146 | 1,7660 | 44,8556 | 11 |
| 1 5/8 | 41,274 | 2,0210 | 51,3324 | 1,9045 | 48,3734 | 11 |
| 1 3/4 | 44,449 | 2,0470 | 51,9927 | 1,9305 | 49,0337 | 11 |
| 2 | 50,799 | 2,3470 | 59,6126 | 2,2305 | 56,6536 | 11 |
| 2 1/4 | 57,149 | 2,5875 | 65,7212 | 2,4710 | 62,7622 | 11 |
| 2 1/2 | 63,499 | 3,0013 | 76,2315 | 2,8848 | 73,2725 | 11 |
| 2 3/4 | 69,849 | 3,2470 | 82,4722 | 3,1305 | 79,5132 | 11 |
| 3 | 76,199 | 3,4850 | 88,5173 | 3,3685 | 85,5583 | 11 |

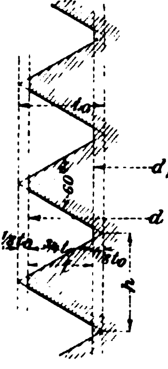



Fig. 22.

Sellerssches Gewinde. Dasselbe gründet sich ebenfalls auf das englische Maßsystem und wird vorzugsweise in Amerika ausgeführt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 22) ist ein gleichseitiges Dreieck (Kantenwinkel also 60°) mit Abflachung der Spitzen außen und innen um je $\frac{1}{8}$ der Dreieckhöhe $t_0$. Es ist $t_0 = \frac{h}{2}$ ctg $30^0 =$ $0,86603\,h$; demnach die Gangtiefe $t = \frac{3}{4}\,t_0 =$ $0,64952\,h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2\,t =$ $d - 1,29904\,h = d\,(1 - 1,29904\,n)$, wobei für $d = \frac{1}{8}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert $n$ sich von 1/5 bis 2/27 ändert. Vergleiche hierzu die nachstehende Tabelle III.

Tabelle III. Sellerssches Gewinde.

| Äußerer Gewinde-durchmesser $d$ | Ganghöhe $h$ | Zahlenwert $n$ | Äußerer Gewinde-durchmesser $d$ | Ganghöhe $h$ | Zahlenwert $n$ | Äußerer Gewinde-durchmesser $d$ | Ganghöhe $h$ | Zahlenwert $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | engl. Z. | (s. v.) | engl. Z. | engl. Z. | (s. v.) | engl. Z. | engl. Z. | (s. v.) |
| 1/8 | 0,0250 | 0,2000 | 1 1/8 | 0,1429 | 0,1270 | 3 1/4 | 0,2857 | 0,0879 |
| 3/16 | 0,0417 | 0,2222 | 1 1/4 | 0,1429 | 0,1143 | 3 1/2 | 0,3077 | 0,0879 |
| 1/4 | 0,0500 | 0,2000 | 1 3/8 | 0,1667 | 0,1212 | 3 3/4 | 0,3333 | 0,0889 |
| 5/16 | 0,0556 | 0,1778 | 1 1/2 | 0,1667 | 0,1111 | 4 | 0,3333 | 0,0833 |
| 3/8 | 0,0625 | 0,1667 | 1 5/8 | 0,1818 | 0,1119 | 4 1/4 | 0,3478 | 0,0818 |
| 7/16 | 0,0714 | 0,1633 | 1 3/4 | 0,2000 | 0,1143 | 4 1/2 | 0,3636 | 0,0808 |
| 1/2 | 0,0769 | 0,1538 | 1 7/8 | 0,2000 | 0,1067 | 4 3/4 | 0,3810 | 0,0802 |
| 9/16 | 0,0833 | 0,1481 | 2 | 0,2222 | 0,1111 | 5 | 0,4000 | 0,0800 |
| 5/8 | 0,0909 | 0,1455 | 2 1/4 | 0,2222 | 0,0988 | 5 1/4 | 0,4000 | 0,0762 |
| 3/4 | 0,1000 | 0,1333 | 2 1/2 | 0,2500 | 0,1000 | 5 1/2 | 0,4211 | 0,0766 |
| 7/8 | 0,1111 | 0,1270 | 2 3/4 | 0,2500 | 0,0909 | 5 3/4 | 0,4211 | 0,0732 |
| 1 | 0,1250 | 0,1250 | 3 | 0,2857 | 0,0952 | 6 | 0,4444 | 0,0741 |

Internationales metrisches Gewinde (S. I.-Gewinde).

Seit der allgemeinen Einführung des metrischen Maßsystems auf dem europäischen Kontinente ist der Wunsch immer stärker geworden, auch das Schraubengewinde diesem Maßsystem anzupassen.

Auf einem am 3. und 4. Oktober 1898 in Zürich abgehaltenen Kongresse, zu welchem die bedeutendsten technischen Vereinigungen der Industriestaaten eingeladen waren, gelang es, ein einheitliches Gewindesystem aufzustellen. Es wurde das von der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in Paris bereits im Jahre 1894 in Frankreich eingeführte System mit einigen leichten Ergänzungen versehen, vom Kongresse einstimmig angenommen und der technischen Welt zum Gebrauche empfohlen.

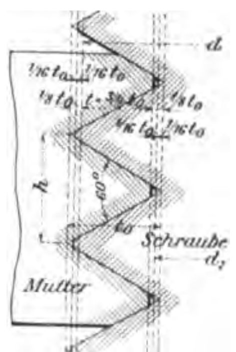



Fig. 23.

Die Schlüsselweiten wurden im Auftrage des Kongresses nachträglich durch Abgeordnete des Vereins deutscher Ingenieure, des Vereins schweizerischer Maschinenindustrieller und der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in einer Zusammenkunft in Zürich am 20. Oktober 1900 endgültig festgestellt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 23) ist ein gleichseitiges Dreieck, dessen parallel zur Schraubenachse stehende Grundlinie gleich der Ganghöhe $h$ ist (Kantenwinkel 60° und $t_0 = 0{,}866\,h$). Die Spitzen des Ge-

windes sind um $\frac{1}{8}\,t_0$ abgeflacht. Die Ausrundung des Schraubengewindes im Kern (s. Fig. 23) und des Muttergewindes außen wurde von deutscher Seite vorgeschlagen. Der durch diese Ausrundung bestimmte Spielraum soll nach den Vereinbarungen nicht mehr als $\frac{1}{16}\,t_0$ betragen, seine Form jedem überlassen bleiben, jedoch wird empfohlen, ihm die Gestalt einer Ausrundung zu geben.

In der folgenden Zusammenstellung, Tabelle IV, ist die Gangtiefe $t$ mit Rücksicht auf einen Spielraum im Betrage von $\frac{1}{16}\,t_0$ gewählt, d. h. $t = 0{,}866\,h\left(\frac{3}{4} + \frac{1}{16}\right) = 0{,}7036\,h$. Demgemäß beträgt der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2 \cdot 0{,}7036\,h$. In der Ausrundung, welche das Gewinde im Grunde erhält, dürfte ein wesentlicher Vorzug des Gewindes vor dem Sellersschen zu erblicken sein.

Tabelle IV. Internationales metrisches Gewinde.
(S. I.-Gewinde.)

| Äußerer Durchmesser des Gewindes $d$ mm | Kerndurchmesser $d_1$ mm | Ganghöhe $h$ mm | Gangtiefe $t$ mm | Schlüsselweite $s_0$ mm |
|---|---|---|---|---|
| 6 | 4,593 | 1,0 | 0,7036 | 12 |
| 7 | 5,593 | | | 13 |
| 8 | 6,241 | 1,25 | 0,8795 | 15 |
| 9 | 7,241 | | | 16 |
| 10 | 7,889 | 1,5 | 1,0555 | 18 |
| 11 | 8,889 | | | 19 |
| 12 | 9,537 | 1,75 | 1,2314 | 21 |
| 14 | 11,185 | 2,0 | 1,4073 | 23 |
| 16 | 13,185 | | | 26 |
| 18 | 14,482 | 2,5 | 1,7591 | 29 |
| 20 | 16,482 | | | 32 |
| 22 | 18,482 | | | 35 |
| 24 | 19,778 | 3,0 | 2,1109 | 38 |
| 27 | 22,778 | | | 42 |

| Äußerer Durchmesser des Gewindes $d$ mm | Kerndurchmesser $d_1$ mm | Ganghöhe $h$ mm | Gangtiefe $t$ mm | Schlüsselweite $s_0$ mm |
|---|---|---|---|---|
| 30 | 25,075 | 3,5 | 2,4628 | 46 |
| 33 | 28,075 | | | 50 |
| 36 | 30,371 | 4,0 | 2,8146 | 54 |
| 39 | 33,371 | | | 58 |
| 42 | 35,667 | 4,5 | 3,1664 | 63 |
| 45 | 38,667 | | | 67 |
| 48 | 40,964 | 5,0 | 3,5182 | 71 |
| 52 | 44,964 | | | 77 |
| 56 | 48,260 | 5,5 | 3,8701 | 82 |
| 60 | 52,260 | | | 88 |
| 64 | 55,556 | 6,0 | 4,2219 | 94 |
| 68 | 59,556 | | | 100 |
| 72 | 62,853 | 6,5 | 4,5737 | 105 |
| 76 | 66,853 | | | 110 |
| 80 | 70,149 | 7,0 | 4,9255 | 116 |

### β) Bewegungsschrauben.

Für diese Schrauben finden das flachgängige und das runde Gewinde Verwendung; zuweilen werden auch die Kanten des flachen Gewindes abgerundet, wie z. B. bei den Kupplungsspindeln der Eisenbahnwagen.

Wenn der Druck nur in einer Richtung auf die Schraube wirkt, wie z. B. bei Stell- oder Preßschrauben, wird ein trapezförmiges Gewinde benutzt.

Flachgängiges Gewinde (Fig. 24). Nach Berechnung des Kerndurchmessers $d_1$ der Schraube (Näheres s. nachstehend) wählt man die Ganghöhe $h \gtreqless \frac{d_1}{4}$ und die Gangtiefe $t \gtreqless \frac{h}{2}$. Erfolgt die Herstellung der Schraube auf der Drehbank, so ist die Ganghöhe $h$ von der Ganghöhe der Leitspindel derselben und der Übersetzung von dieser nach der Bankspindel hin abhängig. Letzteres gilt auch für die Schrauben mit rundem und trapezförmigem Gewinde.

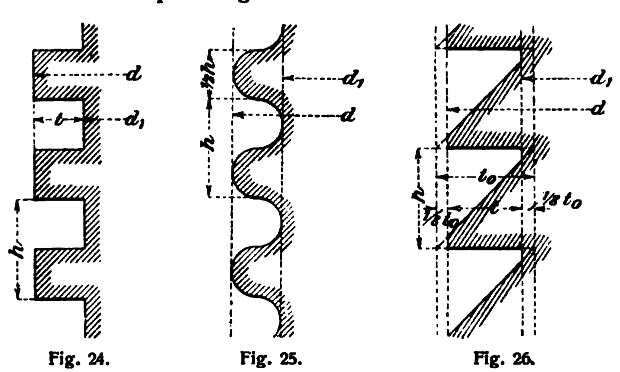



Fig. 24. Fig. 25. Fig. 26.

Rundes Gewinde (Fig. 25). Man wählt das dem berechneten Kerndurchmesser zunächst liegende $d_1$ eines der scharfgängigen Gewinde und das diesem entsprechende $h$ und $t$. Den Durchmesser der inneren und äußeren Halbkreise macht man gleich $\frac{h}{2}$.

Trapezförmiges Gewinde (Fig. 26). Man macht die Ganghöhe $h = t_0$ und die Gangtiefe $t = \frac{3}{4} h$, so daß die beiden parallelen Seiten des Trapezes (in der Richtung der Schraubenachse) je gleich $\frac{h}{8}$ werden.

## 2. Berechnung der Schrauben.

Es bezeichne:

$Q$ die in der Richtung der Schraubenachse wirkende Belastung in kg,
$k_z$ die zulässige Zugspannung des Schraubenmaterials in kg/qcm,
$d_1$ den Kerndurchmesser der Schraube in cm,
$d$ den äußeren Gewindedurchmesser in cm.

$\alpha$) Für Schrauben, deren Kern nur auf Zug oder Druck beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die ohne ihre Last angezogen werden —, gilt

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z.$$

Bei sorgfältiger Herstellung der Schrauben kann unter Voraussetzung der Belastungsweise II (S. 43) für gewöhnliches Schweißeisen gesetzt werden

$$k_z = 600 \text{ kg/qcm}.$$

Für minder sorgfältig hergestellte derartige Schrauben nehme man bei derselben Belastungsweise nur

$$k_z = 480 \text{ kg/qcm}.$$

Bei vorzüglicher Beschaffenheit des verwendeten Eisens, oder im Falle Stahl gewählt wird, kann die zulässige Anstrengung nach Maßgabe der erwähnten Zusammenstellung und der Bemerkungen auf S. 43 entsprechend vergrößert werden.

Werte von $Q$ für die Whitworthschen Kerndurchmesser $d_1$ (bei Annahme der Zugspannungen $k_z = 600$ kg/qcm bezw. $k_z = 480$ kg/qcm) ergibt die Tabelle I (S. 64 und 65); umgekehrt erhält man für diese Spannungen $k_z$ den erforderlichen Kerndurchmesser aus

$$d_1 = 0{,}046 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}052 \sqrt{Q}.$$

Die Höhe $h_1$ der Mutter ergibt sich unter Berücksichtigung der im Gewinde auftretenden Biegungs- und Schubspannungen zu

$h_1 = d$, wenn Mutter und Schraube aus gleichem Material,

$h_1 = 1{,}5\,d$, wenn die Mutter aus Bronze und die Schraube aus Schweißeisen,

$h_1 \geqq 1{,}5\,d$, wenn die Mutter aus Gußeisen und die Schraube aus Schweißeisen ist.

Wegen der Unzuverlässigkeit des Materials ist gußeisernes Gewinde nach Möglichkeit zu vermeiden.

Für die Höhe des Kopfes genügt $h_0 = 0{,}7\,d$. Die Schlüsselweite $s_0$ ist aus den vorstehenden Tabellen I und IV zu ersehen.

β) Schrauben, deren Kern außer auf Zug oder Druck noch auf Drehung beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die mit der Last angezogen werden —, sind in ähnlicher Weise zu berechnen.

Bei diesen Schrauben ist noch darauf zu achten, daß die Pressung $k$ in den Berührungsflächen der Gewinde von Schraube und Mutter eine gewisse Größe nicht überschreitet, derart, daß bei $z$ tragenden Gängen

$$Q \leqq \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)\, k\, z.$$

Es soll $k$ bei Befestigungs- und Stellschrauben,

wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material oder auf Bronze gleitet, höchstens . . . . . . . 150 kg/qcm,

wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet, höchstens . . . . . . . . . . . . . . . . 200 kg/qcm

betragen.

Bei Bewegungsschrauben für Pressen u. dergl. ist für $k$ höchstens die Hälfte vorstehender Werte zu nehmen. Die erhöhte Beanspruchung dieser Schrauben infolge des durch die Reibung in den Gewindegängen hervorgerufenen Drehmomentes berücksichtigt man dadurch, daß die zulässige Belastung derselben zu nur drei Vierteln der unter α) erlaubten genommen wird. Demzufolge ist zu setzen

$$k_z = \frac{3}{4}\, 600 = 450 \text{ kg/qcm bezw. } k_z = \frac{3}{4}\, 480 = 360 \text{ kg/qcm},$$

so daß sich ergibt

$$d_1 = 0{,}053 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}060 \sqrt{Q} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 4$$

Die meisten Befestigungsschrauben (wie Fundamentanker, Flanschenschrauben u. s. w.) erleiden dadurch, daß sie bereits von vornherein kräftig angezogen und während des Betriebes auch nachgezogen werden müssen, eine zusätzliche Beanspruchung. Derselben kann in der Regel genügend dadurch Rechnung getragen werden, dafs man die zulässige Beanspruchung für die gebräuchlichen scharfgängigen Schrauben ($d \geq 1{,}6$ cm) zu etwa nur drei Vierteln der in Gl. 4 enthaltenen bezüglichen Werte annimmt, d. h. man setzt

$$k_z = 354 \text{ kg/qcm bezw. } k_z = 260 \text{ kg/qcm},$$

so daß sich ergibt

$$d_1 = 0{,}060 \sqrt{Q} \text{ bezw. } d_1 = 0{,}070 \sqrt{Q}.$$

Für schwächere Schrauben reicht das nicht aus. Man vermeidet deshalb im Maschinenbau nach Möglichkeit die Verwendung von Schrauben unter 1,6 cm Stärke (5/8" engl.).

Um der vorhandenen Drehungsbeanspruchung bei flachgängigen Schrauben schon von vornherein Rechnung zu tragen, empfiehlt es sich, nach $\alpha$) den Kern mit $^1/_2\, k_z$ bis $^3/_4\, k_z$ auf Zug zu berechnen. Dann wird für den abgerundeten Wert $d_1$ das Gewinde u. s. w. bestimmt und nun die Festigkeitsberechnung auf Zug und Drehung nochmals durchgeführt und $d_1$ nötigenfalls berichtigt.

In den meisten Fällen tritt zu dem beanspruchenden Drehmomente

$$M_d = P r = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = Q r \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - h \mu} \quad \text{(Gl. 5 und 6, S. 72)}$$

noch ein zweites, herrührend von den Reibungswiderständen in der Stützfläche der Schraube, welches bei der zweiten Rechnung berücksichtigt werden mufs.

Erfährt die Schraube Druckbeanspruchung, so ist in gleicher Weise vorzugehen; hierbei ist noch zu untersuchen, ob Knickung möglich ist.

### 3. Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schrauben.

Die Drehung einer mit $Q$ kg belasteten Mutter auf einer flachgängigen Schraube (Fig. 27) kann aufgefaßt werden als die Be-

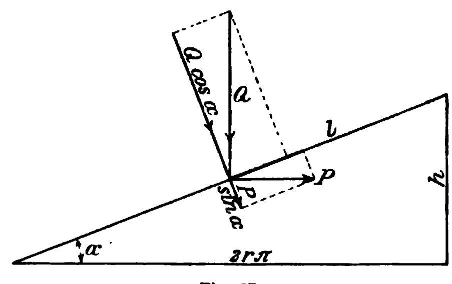



Fig. 27.

wegung einer Last $Q$ auf einer schiefen Ebene, deren Steigungswinkel gleich dem Steigungswinkel $\alpha$ der Schraube ist.

Bezeichnet mit Bezugnahme auf Fig. 27

$P_0$ die ideelle Antriebskraft,

$P$ die wirkliche Antriebskraft unter Berücksichtigung der Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen,

$r$ den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,

$\mu = \operatorname{tg} \rho$ den Reibungskoeffizienten des Materials,

$h$ die Ganghöhe der Schraube,

so gilt für das Heben der Last $Q$

$$P_0 \, 2 r \pi = Q h,$$

und da

$$h = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha,$$

$$P_0 = Q \operatorname{tg} \alpha.$$

Bezeichnet $l$ die abgewickelte mittlere Schraubenlinie, so ist mit Berücksichtigung der Reibung in den Gewindegängen

$$P \, 2 r \pi = Q h + \mu Q \cos \alpha \, l + \mu P \sin \alpha \, l$$

und mit

$$l = \frac{2 r \pi}{\cos \alpha}$$

$$P \, 2 r \pi = Q h + \mu Q \, 2 r \pi + \mu P \, 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha.$$

Da

$$h = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha,$$

folgt

$$P = Q \operatorname{tg} \alpha + \mu Q + \mu P \operatorname{tg} \alpha,$$

demnach

$$P (1 - \mu \operatorname{tg} \alpha) = Q (\mu + \operatorname{tg} \alpha)$$

und

$$P = Q \frac{\mu + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha} = Q \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho} = Q \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \quad . \; . \; . \quad 5$$

Da ferner

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 r \pi},$$

kann auch gesetzt werden

$$P = Q \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - h \mu} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 6$$

Der Wirkungsgrad der Schraube ist

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}.$$

Für das Senken der Last gilt

$$P' = Q \operatorname{tg} (\alpha - \rho)$$

und

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} (\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Selbsthemmung tritt ein, wenn $\alpha \leqq \rho$ bezw. $\operatorname{tg} \alpha \lesseqgtr \mu$.

Für die scharfgängige Schraube erhält man die Antriebskraft $P$, wenn in Gl. 6 für $\mu$ gesetzt wird $\frac{\mu}{\cos \beta}$ ($\beta$ ist der halbe Kantenwinkel des Gewindes); demnach

$$P = Q \frac{h \cos \beta + 2 r \pi \mu}{2 r \pi \cos \beta - h \mu}.$$

Bei dem Whitworthschen Gewinde ist $\beta = \frac{55^0}{2}$, womit

$$\frac{\mu}{\cos \beta} = 1{,}12 \, \mu.$$

Die Reibung fällt bei den scharfgängigen Schrauben etwas größer aus als bei den flachgängigen, — ein Umstand, der die ersteren für Befestigungszwecke besonders geeignet macht.

Mehrgängige Schrauben haben des größeren Wertes von $\alpha$ wegen einen höheren Wirkungsgrad als eingängige.

Beispiel. Die flußstählerne flachgängige Spindel einer Schraubenpresse hat einen Kerndurchmesser $d_1 = 9$ cm, einen äußeren Durchmesser $d = 11$ cm, also eine Gangtiefe $t = 1$ cm bei 3" engl. ($\sim$ 7,62 cm) Ganghöhe des dreigängigen Gewindes. Wie groß ist die Beanspruchung bei einer Druckkraft $Q = 40000$ kg, wenn die Konstruktion derart ist, daß Knickung nicht in Frage kommt, und daß das die Schraube auf Drehung beanspruchende Moment durch die vorstehende Gl. 6 bestimmt wird?

Es ist für den mittleren Schraubenhalbmesser $r = \frac{1}{4}(11 + 9) = 5$ cm und den Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$

$$M_d = 40000 \cdot 5 \frac{7,62 + 2\pi 5 \cdot 0,1}{2\pi 5 - 7,62 \cdot 0,1} = 70200 \text{ cmkg.}$$

Die im Kernquerschnitt durch dieses Moment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung $\tau_{max}$ ist

$$\tau_{max} = \frac{70200}{{}^1/_{16}\,\pi\, 9^3} \sim 480 \text{ kg/qcm,}$$

die Druckspannung

$$\sigma = \frac{40000}{{}^1/_4\,\pi\, 9^2} = 630 \text{ kg/qcm}$$

und somit nach S. 51 (für $\alpha_0 = 1$) die größte im Querschnitte der Spindel auftretende Hauptspannung

$$\sigma_{max} = 0,35 \cdot 630 + 0,65 \sqrt{630^2 + 4 \cdot 480^2} = 967 \text{ kg/qcm,}$$

also noch etwas unterhalb der zulässigen Normalspannung $k = 1000$ kg/qcm (Belastungsweise II, S. 43). Bei Verwendung von guter Bronze als Material der Mutter muß (nach S. 70) der Druck in der Berührungsfläche $k \overline{\overline{<}} \frac{1}{2}$ 200 kg/qcm sein. Wählt man $k = 95$ kg/qcm, so erhält man die Anzahl der vollständig tragenden Gewindegänge aus

$$40000 = \frac{\pi}{4}(11^2 - 9^2)\, 95\, z$$

zu $z \sim 14$, so daß eine Mutterhöhe

$$h_1 = 14\,(3:3) = 14'' \text{ engl.} = 35,5 \text{ cm}$$

genügt.

## B. Nicht lösbare Verbindungen. Nieten.

### a) Allgemeines.

Zur Vernietung plattenförmiger Körper dienen aus vorzüglichem zähem Schweiß- oder Flußeisen gefertigte cylindrische Bolzen $b$ (Fig. 28) — die Niete — mit Setzkopf $d_1$ und dem nachträglich angestauchten Schliefskopf $d_2$.

Man unterscheidet: ein-, zwei- und mehrschnittige Nietverbindungen, je nachdem die Nieten in einem Querschnitte, in zwei oder in mehreren Querschnitten abgeschert werden würden, wenn die Trennung der Verbindung durch Abscheren erfolgte.

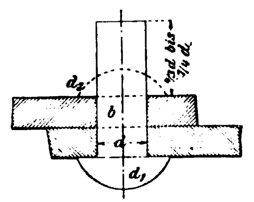


Fig. 28.

Je nachdem die Niete einer Naht in einer Reihe, in zwei oder in mehreren Reihen angeordnet sind, unterscheidet man ein-, zwei- und mehrreihige Nietverbindungen.

Nietungen, bei denen die Niete der einen Reihe gegen die Niete der anderen Reihe versetzt sind, werden als Zickzacknietungen bezeichnet, während die mit unversetzten Reihen Parallel- oder Kettennietungen heißen.

Bei den Überlappungsnietungen sind die zu verbindenden Blechränder übereinander gelegt (Niete also stets einschnittig), im Gegensatze zu den Laschennietungen, bei denen die Bleche stumpf zusammenstoßen und auf einer Seite oder (besser) auf beiden Seiten (Niete also zweischnittig) durch aufgelegte Platten (Laschen) verbunden sind.

Nach den Anforderungen, die an Nietverbindungen zu stellen sind, unterscheidet man:

a) Vernietungen, die bedeutende Kräfte zu übertragen und gleichzeitig einen dichten Abschluß herzustellen haben, die also fest und dicht sein müssen (für Dampfkessel u. s. w.);

b) Vernietungen, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben (für Flüssigkeits- und Gasbehälter, eiserne Schornsteine u. s. w.);

c) Vernietungen, die nur Kräfte zu übertragen haben, also nur fest zu sein brauchen (für Eisenkonstruktionen).

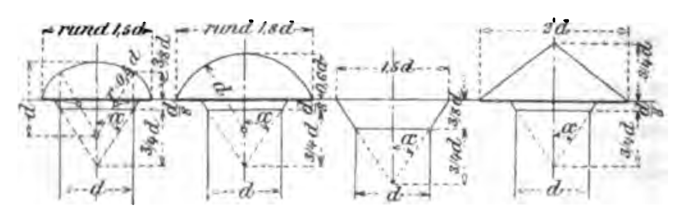


Fig. 29. Fig. 30. Fig. 31. Fig. 32.

Das Dichthalten einer Nietnaht wird bei Platten von etwa 0,5 cm Stärke aufwärts durch Verstemmen derselben mittelst des Stemmeisens erzielt. Zur vollständigen Abdichtung gehört noch das Verstemmen der Nietköpfe am Umfange.

Platten unter 0,5 cm Stärke werden unter Zuhilfenahme von Leinwand- oder Papierstreifen, die mit Mennige getränkt sind, abgedichtet.

Die Form der Nietköpfe ergibt sich aus Fig. 29—32. Fig. 29 und 30 zeigen durch den sogenannten Schellhammer vollendete Köpfe für feste bezw. für feste und dichte Verbindungen. Fig. 31 und 32 stellen ohne Benutzung des Schellhammers erzeugte Nietköpfe mit versenktem bezw. erhabenem Kopf dar. Den sämtlichen Köpfen liegt der gleiche Versenkungswinkel $\alpha$ zu Grunde; es ist $\operatorname{ctg} \alpha = 1{,}2$.

Zur Bildung des erhabenen Schließkopfes ist eine Schaftlänge von $\frac{4}{3} d$ bis $\frac{7}{4} d$ erforderlich (Fig. 28, S. 73).

Die üblichen Nietstärken liegen zwischen 0,8 und 2,6 cm (Handnietung), bei Schiffskesseln bis 3,6 cm (Maschinennietung).

Die Herstellung der Löcher für die Vernietung geschieht entweder durch Lochen (Stanzen) oder durch Bohren. Flußeisen soll nur gebohrt werden.

### b) Berechnung der Vernietungen.

Der heiß eingezogene Niet zieht sich beim Erkalten zusammen; hierdurch werden die Platten aufeinander gepreſst und Längsspannungen im Nietschafte hervorgerufen. Mit der Zusammenziehung in Richtung der Nietachse ist gleichzeitig auch eine solche senkrecht dazu verknüpft. Hieraus folgt, daß der Nietschaft selbst dann, wenn er im ursprünglichen (heißen) Zustande sich an die Lochwand angelegt hatte, diese nach seinem Erkalten nicht mehr berühren kann. Solange demnach kein Gleiten der durch die Nieten verbundenen Platten gegeneinander stattgefunden hat, wird der Nietschaft nicht durch Kräfte beansprucht sein können, die von der Lochwand senkrecht zu seiner Achse geäußert werden müßten. Einem etwaigen Gleiten der zusammengepreßten Platten widersteht aber die Reibung. Die Größe $R$ dieses Gleitungswiderstandes kann nach C. v. Bach bei in guten Werkstätten sachgemäß ausgeführten Nietungen von mittleren Abmessungen für jedes Paar Berührungsflächen $R = 1000$ bis $1500$ kg/qcm Nietquerschnitt angenommen werden.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen wird $R$ vernachlässigt und (den tatsächlichen Verhältnissen nicht entsprechend) nur die Schubfestigkeit des Nietquerschnittes in Rechnung genommen. Die vernieteten Platten werden als lediglich durch Zug oder Druck beansprucht angesehen; die Biegungsbeanspruchung des Nietschaftes und der Platten bleibt unberücksichtigt.

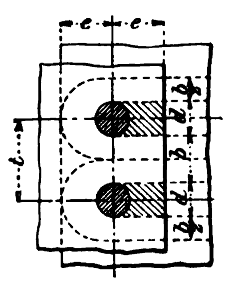


Fig. 33.

Als Beispiel für den Gang dieser Berechnung diene die einschnittige einreihige Vernietung (Fig. 33). Man denkt sich nach dem Vorgange von Schwedler zu jedem Niet vom Durchmesser $d$ einen diesen seilartig umschließenden Blechstreifen von der Breite $^1/_2\, b$ und der Stärke $s$ und nimmt an, daß der Nietschaft, die durchschnittliche Schubspannung $k_s$ erfahrend, die Kraft $\frac{\pi}{4} d^2 k_s$ durch die Lochleibung hindurch auf die beiden Enden des ihn umschlingenden Bandes übertrage und dabei in diesem die Zugspannung $k_z$ hervorrufe, derart, daß

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \frac{b}{2} s k_z.$$

Wird angenommen, daß $k_s = k_z$, und daß $s$ sich durch Abrosten um etwa 20 % vermindern kann, so ergibt sich

$$b = \frac{5}{4} \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s}.$$

Ist hiermit die Breite bestimmt, so folgt die Nietteilung aus

$$t = b + d.$$

Diese Rechnung, welche, da sie den Gleitungswiderstand vernachlässigt, hinsichtlich der Inanspruchnahme des Materials der vernieteten Platten als besonders sicher erscheint, ist es jedoch für die Überlappungsnietung (Fig. 34) durchaus nicht.

Berücksichtigt man die hier noch auftretende Biegungsbeanspruchung, welche die vernieteten Platten dadurch erfahren, daß die beiden Kräfte $SS$ um $s$ voneinander abstehen, also ein biegendes Momennt $Ss$ liefern, so ergibt sich die Gesamtbeanspruchung des Blechstreifens erheblich höher. Nur dadurch, daß der in der gemeinschaftlichen Berührungsfläche wirkende Gleitungswiderstand die übertragende Kraft bildet, bleibt bei diesen Nietverbindungen, wie auch bei denen mit einseitiger Überlaschung, die Biegungsbeanspruchung und damit die Gesamtbeanspruchung innerhalb dessen, was nach allen unseren Erfahrungen als höchstens zulässig betrachtet werden kann.

Für die Entfernung $e$ des Lochmittels vom Blechrand, Fig. 34, ergibt sich, gleiche Festigkeit des Nietquerschnittes und des in Betracht kommenden Blechquerschnittes vorausgesetzt

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2\left(e - \frac{d}{2}\right) k'_s,$$

woraus mit $k'_s$ (Blech) $= 0{,}8\, k_s$ (Nietmaterial)

$$e = d\left(0{,}5 + \frac{\pi}{6{,}4}\frac{d}{s}\right).$$

Tatsächlich findet aber selbst dann, wenn die Nietverbindung einer zum Bruche führenden Belastung ausgesetzt wird und dieser an der in Frage stehenden Stelle eintritt, nicht ein Ausscheren, sondern ein von der Biegungsbeanspruchung des Materials herrührendes Aufreißen statt.

Das Verhältnis des gelochten zu demjenigen des ungelochten (vollen) Blechquerschnittes

$$\varphi = \frac{b\,s}{(b + d)s} = \frac{b}{b + d}$$

gilt als Maß der Ausnutzung der Blechfestigkeit.

Welchen Einfluß das Verstemmen einer Nietverbindung auf die Größe des Gleitungswiderstandes hat, darüber geben nachstehende Ergebnisse von Versuchen Aufschluß, die C. v. Bach mit einschnittigen einreihigen Nietverbindungen ($s = 1{,}2$ cm, $d = 1{,}95$ cm und 2,05 cm Weite der gebohrten Löcher) anstellte.

Es ergab sich für den Gleitungswiderstand $R$ auf 1 qcm Nietquerschnitt im Mittel etwa:

$R =$ 800 kg, wenn Bleche und Nietköpfe unverstemmt,

$R =$ 1240 kg, wenn Bleche auf beiden Seiten verstemmt, Nietköpfe unverstemmt,

$R =$ 1330 kg, wenn Bleche und Nietköpfe nur auf einer Seite verstemmt,

$R =$ 1570 kg, wenn Bleche auf beiden Seiten, Nietköpfe nur auf der einen Seite verstemmt,

$R =$ 1620 kg, wenn Bleche und Nietköpfe auf beiden Seiten verstemmt sind.

Der Gebrauch einzelner Kesselschmieden, die Verstemmung auf beiden Seiten sorgfältig vorzunehmen, findet durch diese Versuchsergebnisse eine gute Begründung.

## 1. Dampfkesselnietungen.

Diese Nietungen müssen fest und dicht sein. Die endgültige Abdichtung erfolgt, da die Blechstärken hier mindestens 0,7 cm gewählt werden, durch Verstemmen.

Man nimmt bei den gewöhnlichen Überlappungsnietungen die Größe $d$ des Nietdurchmessers

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 7$$

worin $s$ die Blechstärke in cm bedeutet;

| für $s =$ | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,2 cm, |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| wird $d =$ | 1,6 | 1,8 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 2,9 | 3,0 | 3,2 | 3,3 | 3,5 | 3,6 cm. |

### α) Einschnittige einreihige Vernietung (Fig. 34).

Mit Rücksicht auf das ordentliche Verstemmen des zwischen zwei Nieten gelegenen Bleches, ferner mit Rücksicht auf die Bildung des Schließkopfes und auf die Herstellung der Löcher wählt man die Nietteilung

$$t = 2\,d + 0{,}8 \text{ cm}.$$

Die Entfernung $e$ der Lochmitte vom Blechrande sei

$$e = 1{,}5\,d \quad \ldots \ldots \quad 8$$

Diese Angaben gelten auch für einseitig gelaschte Nietverbindungen.

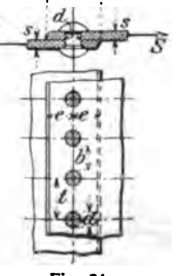


Fig. 34.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe soll bei Verwendung von gutem Material — siehe unter „Dampfkessel" (Hamburger Normen 1898) — und unter Voraussetzung sachgemäßer, sorgfältiger Ausführung 600 bis 700 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß die im vollen Blech — unter Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung — eintretende Spannung höchstens beträgt

$$\sigma_t = \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,700}{s\,t}.$$

Dabei darf jedoch an keiner Stelle die Beanspruchung des Bleches die für dasselbe zulässige Grenze überschreiten. Nach den „Hamburger Normen 1898" kann die zulässige Beanspruchung des Bleches, welche bei dem größten Betriebsdruck eintritt, zu $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4{,}5}$ der Zugfestigkeit $K_z$ des Materials angenommen werden, so daß, wenn $S$ die auf die Blechbreite $t$ zu übertragende Kraft bezeichnet,

$$(t-d)\,s\,\frac{K_z}{5} = b\,s\,\frac{K_z}{5} \geqq S \text{ bis } (t-d)\,s\,\frac{K_z}{4{,}5} = b\,s\,\frac{K_z}{4{,}5} \geqq S.$$

β) **Einschnittige zweireihige Vernietung** (Fig. 35 und 36).

Man wählt den Nietdurchmesser $d$ und den Randabstand $e$ nach Gl. 7 bezw. 8; für die Zickzacknietung (Fig. 35) ist die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}5 \text{ cm}$$

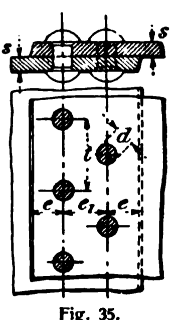


Fig. 35.

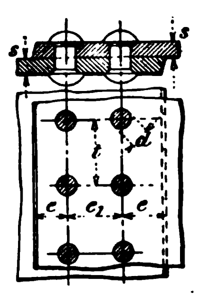


Fig. 36.

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}6\,t$$

zu nehmen.

Für die sogenannte Kettennietung (Fig. 36) kann der besseren Abdichtung wegen die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}8\,t$$

gesetzt werden.

In beiden Fällen soll die zulässige Belastung der Niete im Betriebe 550 bis 650 kg/qcm Nietquerschnitt nicht überschreiten, so daß

$$\sigma_r \leq \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,650}{\frac{1}{2}\,s\,t}.$$

γ) **Einschnittige dreireihige Vernietung** (Fig. 37).

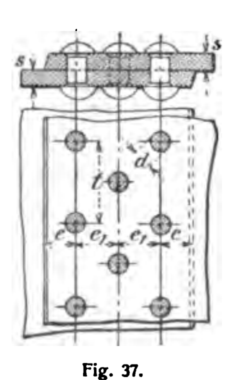


Fig. 37.

Die Nietstärke $d$, sowie der Randabstand $e$ können nach Gl. 7 bezw. Gl. 8, die Nietteilung nach

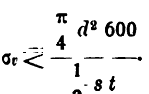
$$t = 3\,d + 2{,}2 \text{ cm},$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0{,}5\,t$$

genommen werden.

Die zulässige Belastung der Niete kann 500 bis 600 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß



$$\sigma_r \leq \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,600}{\frac{1}{3}\,s\,t}.$$

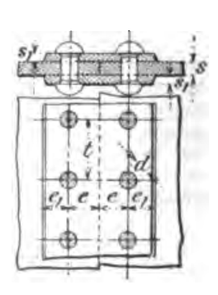


Fig. 38.

δ) **Zweischnittige einreihige Vernietung** (Fig. 38).

Die Laschenstärke nimmt man mit Rücksicht auf Verstemmen und Abrosten

$$s_1 = {}^5/_8\,s \text{ bis } {}^2/_3\,s.$$

Man macht auch wohl — der verschiedenen Abnutzung wegen — die Lasche im Kesselinnern etwas stärker als die Außenlasche.

Die Laschen sollen aus Blechen von mindestens derselben Güte wie diejenigen der zu verbindenden Bleche derart hergestellt werden, daß ihre Walzrichtung mit derjenigen der Mantelbleche übereinstimmt. Der Nietdurchmesser kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}5 \text{ cm},$$

und die Nietteilung

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}.$$

Die Entfernung von Lochmitte bis Blechrand wird genommen

$$e = 1{,}5\,d,$$

diejenige von Lochmitte bis Laschenrand, mit Rücksicht auf das Verstemmen,

$$e_1 = 0{,}9\,e.$$

Da der Gleitungswiderstand hier in zwei Paar Flächen, also doppelt auftritt, kann die zulässige Belastung der Niete im Betriebe zu 1000 bis 1200 kg/qcm Nietquerschnitt genommen werden, so daß

$$\sigma_r \lesseqgtr \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,1200}{s\,t}.$$

Die zulässige Beanspruchung des Bleches kann nach den „Hamburger Normen 1898“ zu $\frac{1}{4}$ der Zugfestigkeit $K_z$ des Materials angenommen werden. Einmal ist das Blech in der Lochlinie durch die Laschen gegen Rosten geschützt, und zweitens entfällt die Biegungsbeanspruchung des Bleches, die bei der Überlappung unvermeidlich ist. Hierin liegt ein wesentlicher Vorzug der zweiseitigen Laschennietung gegenüber der Überlappungsnietung.

ε) Zweischnittige zweireihige Vernietung (Fig. 39).

Es kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}6 \text{ cm},$$
$$t = 3{,}5\,d + 1{,}5 \text{ cm},$$
$$e_1 = 0{,}5\,t.$$

Hinsichtlich der Größen $s_1$ und $e$ gilt das unter δ) Bemerkte.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man 950 bis 1150 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_0 \lesseqgtr \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,1150}{\frac{1}{2}\,s\,t}.$$

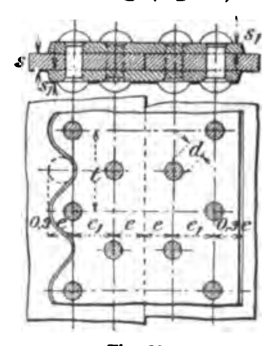


Fig. 39.

Die wellenförmige Begrenzungslinie der Laschen — in Fig. 39 nur links gezeichnet — bezweckt, die Überlappung an jeder Stelle so weit zu vermindern, dafs das Verstemmen zu einer dichten Verbindung führt.

Bei genügender Stärke der Laschen kann die gerade Begrenzung beibehalten werden.

ζ) Zweischnittige dreireihige Vernietung (Fig. 40).

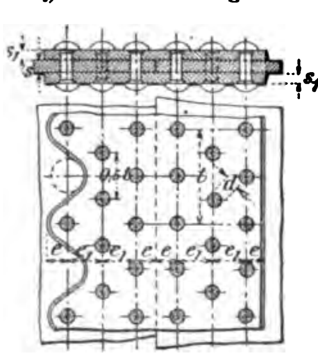


Fig. 40.

Es kann gewählt werden:
$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}7$ cm;
$t = 6\,d + 2{,}0$ cm;
$e = 1{,}5\,d$; $e_1 = {}^3/_8\,t$; Laschenstärke
$s_1 = 0{,}8\,s$.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man 900 bis 1100 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_t \lesseqgtr \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2\,1100}{n\,s\,t},$$

worin $n$ für die linke Seite der Fig. 40 $n = {}^1/_5$, für die rechte $n = {}^1/_6$.

Betreffs der wellenförmigen Begrenzungslinie der Laschen gilt das unter ε) Bemerkte.

η) Wahl der Vernietung.

Bezeichnet
$D$ den inneren Durchmesser eines cylindrischen Kessels in cm,
$l$ die Länge desselben in cm,
$p$ den größten Betriebsüberdruck in kg/qcm,
$\sigma_t'$ die im vollen Blech in der Richtung der Achse des Kessels auftretende Spannung in kg/qcm,
$s$ die Blechstärke in cm,

so ergibt sich $\sigma_t'$ aus der Annäherungsgleichung

$$\frac{\pi}{4}\,D^2\,p = \pi\,D\,s\,\sigma_t'$$

zu

$$\sigma_t' = \frac{1}{4}\,\frac{D}{s}\,p,$$

während die Spannung $\sigma_t$ senkrecht zur Achse des Kessels, d. h. in der Richtung des Umfanges, sich aus

$$D\,l\,p = 2\,l\,s\,\sigma_t$$

zu

$$\sigma_t = \frac{1}{2}\,\frac{D}{s}\,p$$

berechnet, also doppelt so groß ist als $\sigma_t'$.

Infolgedessen erhalten Kessel bei zweireihigen Längsnähten nur einreihige Quernähte, solange nicht $\sigma_t'$ so groß ist, daß zweireihige Quernähte ebenfalls angezeigt erscheinen.

Im allgemeinen empfiehlt sich bei Blechstärken über 1,2 cm die unter α) besprochene einschnittige einreihige Vernietung nur noch für die Quernähte des Dampfkessels.

Bei hohen Dampfspannungen und großen Kesseldurchmessern sind die Überlappungsnietungen, bei denen in Niet und Blech grofse Biegungs-

beanspruchungen auftreten, nach Möglichkeit zu vermeiden. Überlappt geschweißte Kesselmäntel können bei dem höchsten Betriebsüberdruck mit 1/7 bis höchstens 1/6 der tatsächlichen Zugfestigkeit des entsprechend gewählten Materials belastet werden, vorausgesetzt, daß dieses bei der Schweißung nicht zu sehr gelitten hat.

Bei Beurteilung der Inanspruchnahme des Kessels in Richtung seiner Achse darf nicht übersehen werden, daß liegende Kessel mehr oder minder wie Träger auf Biegung beansprucht werden, und daß einseitige Erwärmung die Beanspruchung erhöhen kann.

### 2. Nietungen für Wasserbehälter, Gasometer u. s. w.

Derartige Gefäße, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben, erhalten meist einschnittige einreihige Vernietung. Die Blechstärke $s$ wird hierbei in der Regel mehr durch Rücksicht auf allmähliches Abrosten und dergl. als durch den inneren Druck bestimmt. Es kann gewählt werden:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4 \text{ cm},$$
$$t = 3\,d + 0{,}5 \text{ cm}$$

und der Randabstand

$$e = 0{,}5\,t.$$

Niete von 0,8 cm Durchmesser an abwärts werden meist kalt eingezogen und vernietet.

### 3. Nietverbindungen für Eisenkonstruktionen.

Hier kann nach Maßgabe des unter $\alpha$) (S. 77) Gesagten vorgegangen werden. Da diese Nietungen nur fest zu sein brauchen, kann von einem Verstemmen derselben abgesehen werden.

Den Nietdurchmesser wählt man im allgemeinen

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}2 \text{ cm},$$

wenn $s$ die Plattenstärke in cm bedeutet.

Die Feststellung der Nietteilung muß, solange Versuche nicht vorliegen, welche die Verhältnisse klarstellen, unter denen der Gleitungswiderstand möglichst groß ausfällt, dem Ermessen des einzelnen überlassen bleiben.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen verfährt man, wie S. 77 für die einschnittige einreihige Vernietung dargelegt ist.

Unter Voraussetzung gleicher Festigkeit für Niet und Blech ergibt sich die Nietteilung aus

$$\frac{\pi}{4}\,d^2\,k_s = (t - d)\,s\,k_z$$

$$t = \frac{\frac{\pi}{4}\,d^2}{s} + d \text{ (wenn } k_s = k_z)$$

und der Randabstand zu

$$e = d\left(0{,}5 + \frac{\pi}{6{,}4}\,\frac{d}{s}\right) \sim 1{,}5\,d \text{ bis } 2\,d \left(\text{für } \frac{d}{s} = 2 \text{ bis } 3\right).$$

Zwei- und mehrreihige Vernietungen pflegt man in gleicher Weise nach dem Schwedlerschen Verfahren (S. 75) zu bestimmen.

Ist $k_z$ die zulässige Zugspannung des Nietmaterials (gewöhnlich $k_z = 750$ kg/qcm), so wählt man $k_s = 0{,}8\,k_z = 600$ kg/qcm als die zulässige Schubspannung und nimmt an, daß $n$ $m$-schnittige Niete von $d$ cm Durchmesser eine Kraft übertragen von

$$P \gtrless \frac{\pi}{4}\, d^2\, 600\, m\, n \text{ kg}.$$

Bei mehrschnittigen Vernietungen ist auch darauf zu achten, daß der Leibungsdruck $k$ (Druck zwischen Nietschaft und Lochwand) das für zulässig erachtete Maß nicht überschreitet. Empfohlen wird hierfür $k = 1{,}8\,k_z$ bis $2{,}2\,k_z$, im Mittel $k = 2\,k_z$. Es mufs also sein

$$P \gtrless d\, s\, k\, n.$$

Das sich aus den beiden letzten Gleichungen ergebende größere $n$ ist der Ausführung zu Grunde zu legen.

Die Summe der Stärke der zu vernietenden Teile soll etwa $4\,d$ nicht überschreiten.

Können längere Niete nicht vermieden werden, so sind sie nur so weit zu erwärmen, als es die Bildung des Schließkopfes und die Erzeugung des Widerstandes gegen Gleiten erfordert.

Wie bereits mehrfach hervorgehoben, füllen die warm eingezogenen Niete nach dem Erkalten das Loch nicht vollkommen aus. Wechseln nun bei Vernietungen von Maschinenteilen die Kraftrichtungen, und ist der Gleitungswiderstand unzureichend, so erfordert die Zuverlässigkeit solcher Verbindungen entweder das Einziehen von Nieten im kalten Zustande derart, daß diese die Löcher nicht nur vollständig ausfüllen, sondern sich auch von vornherein mit einer gewissen Pressung gegen die Lochwand legen, wobei (für $k_s = 320$ kg/qcm und $k = 400$ kg/qcm) die von jedem einschnittigen Niet zu übertragende größte Kraft $P$ bestimmt ist durch

$$P \gtrless \frac{\pi}{4}\, d^2\, 320 = 250\, d^2 = 400\, d\, s,$$

woraus

$$d = 1{,}6\, s = \frac{8}{5}\, s, \text{ oder}$$

$$s = \frac{5}{8}\, d,$$

oder die Anordnung von so viel warm einzuziehenden Nieten, daß bei einschnittiger Vernietung mit nur $k_s \gtrless 200$ kg/qcm, bei zweischnittiger mit nur $k_s \gtrless 350$ kg/qcm für die von jedem Niet zu übertragende größte Kraft $P$ gerechnet werden kann.

Ist die Verbindung außer dem Wechsel in der Kraftrichtung noch Stößen und heftigen Erschütterungen ausgesetzt, so ist bedeutend unter den angegebenen Belastungen zu bleiben.

## II. Maschinenteile der drehenden Bewegung.

Je nachdem die Übertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere durch unmittelbar aufeinander einwirkende Körper erfolgt oder aber ein um beide Körper geschlungener biegsamer Faden

(Riemen, Seil) diese Bewegungsübertragung mittelbar ermöglicht, unterscheidet man zwei Gruppen hierher gehöriger Maschinenteile. In der ersten Gruppe (unmittelbar) wirken die Zahn- und Reibungsräder, in der zweiten (mittelbar) der Riemen- und Seilbetrieb.

# A. Zahnräder.

Bezüglich der gegenseitigen Lage der Wellen sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. die beiden Wellen laufen parallel,
2. „ „ „ schneiden sich,
3. „ „ „ kreuzen sich.

Dementsprechend erhalten die Zahnräder die Grundformen:

1. den Cylinder (cylindrische Räder, Stirnräder),
2. den Kegel (konische Räder, Kegelräder),
3. das Hyperboloid oder den Cylinder (hyperbolische Räder oder Schraubenräder).

## a) Stirnräder mit geraden Zähnen.

### 1. Allgemeine Gesetze der Verzahnung.

Sind in Fig. 41 (S. 84) $m_1$ und $m_2$ die Mittelpunkte zweier Wellen, und denkt man sich die Bewegung von der einen Welle auf die andere durch zwei mit ihnen fest verbundene Hebel $m_1 b = R_1$ und $m_2 b = R_2$ übertragen, deren Profile $a_1 b d_1$ und $a_2 b d_2$ sich in $b$ berühren — $t_1 b t_2$ bedeutet die gemeinschaftliche Tangente, $n_1 b n_2$ die Berührungsnormale —, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher sich der zum Hebel $R_1$ gehörige Punkt $b$ bewegt,

$$v_1 = w_1 R_1,$$

diejenige, welche der dem Hebel $R_2$ gehörige Punkt in dem gleichen Augenblicke besitzt,

$$v_2 = w_2 R_2,$$

wenn $w_1$ und $w_2$ die Winkelgeschwindigkeiten der betreffenden Wellen bedeuten. Die Richtungen von $v_1$ und $v_2$ stehen senkrecht zu $m_1 b$ bezw. $m_2 b$.

Zerlegt man beide Geschwindigkeiten in je eine Tangential- und Normalkomponente $c_1$ und $c_1'$ bezw. $c_2$ und $c_2'$, so folgt, wenn noch die Längen der von den Mittelpunkten $m_1$ und $m_2$ auf die gemeinschaftliche Normale $n_1 b n_2$ gefällten Lote $m_1 n_1$ und $m_2 n_2$ mit $\rho_1$ und $\rho_2$ bezeichnet werden, wegen der Ähnlichkeit der betreffenden Dreiecke

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\rho_1}{R_1} \text{ und } \frac{c_2}{v_2} = \frac{\rho_2}{R_2},$$

demnach

$$c_1 = v_1 \frac{\rho_1}{R_1} = w_1 \rho_1 \text{ und } c_2 = v_2 \frac{\rho_2}{R_2} = w_2 \rho_2.$$

Da sich beide Hebel in $b$ berühren, so mufs $c_1 = c_2$ sein. Hieraus folgt

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2,$$

oder

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \text{konstant},$$

und weil

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{m_2 o}{m_1 o},$$

auch

$$\frac{m_2 o}{m_1 o} = \text{konstant},$$

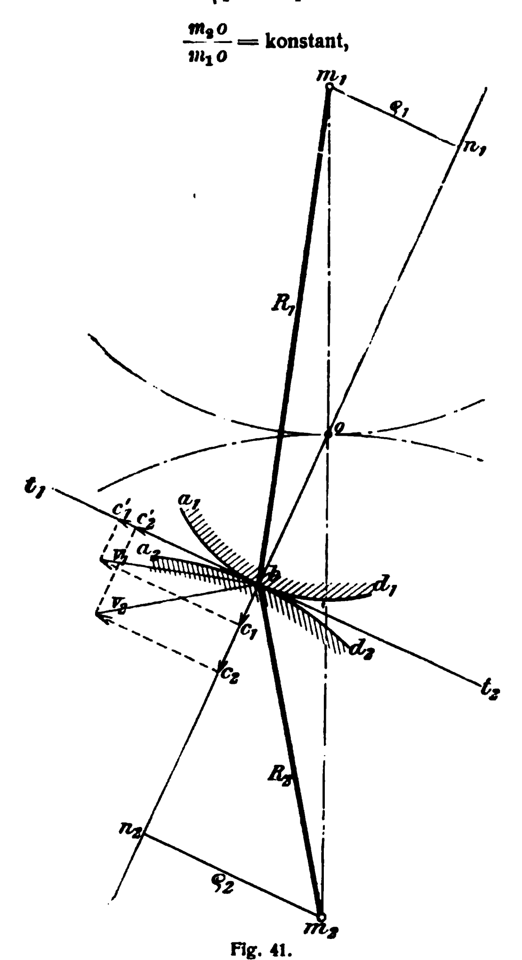



Fig. 41.

d. h. für jeden beliebigen Berührungspunkt $b$ muß die für beide Hebelprofile gemeinschaftliche Normale durch einen und denselben Punkt $o$ der Centrale gehen.

Die durch $o$ mit den Halbmessern $m_1 o$ und $m_2 o$ gezogenen Kreise heißen die Teilkreise, so daß das Verzahnungsgesetz ausspricht:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Zahnprofile enthält immer den Berührungspunkt beider Teilkreise in sich.

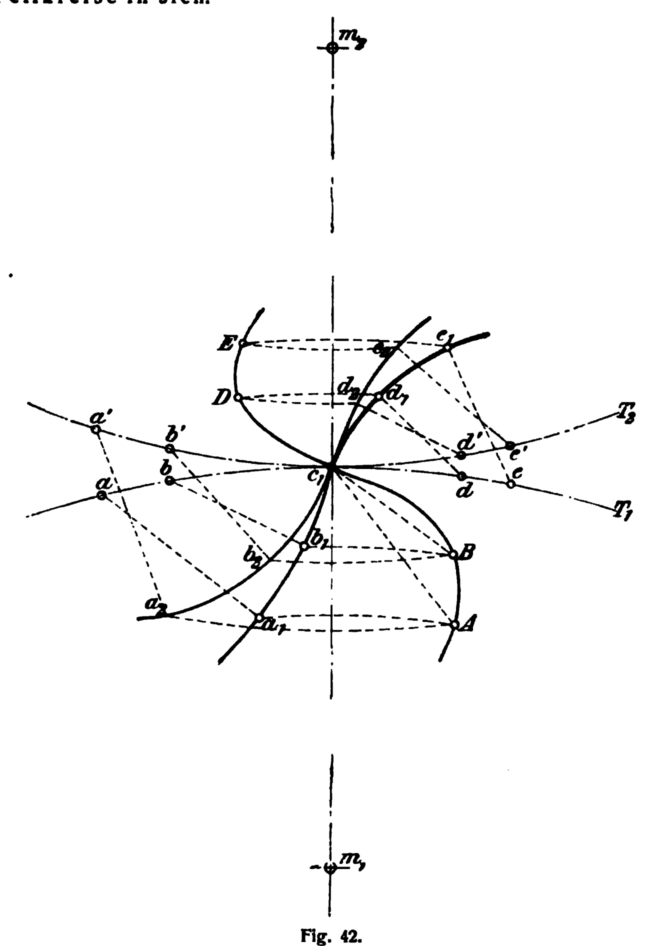


Fig. 42.

Dieses Gesetz ermöglicht, das Zahnprofil eines Rades nach demjenigen eines anderen Rades zu ermitteln, sofern noch die beiden Teilkreise gegeben sind.

Sind in Fig. 42 $m_1$ und $m_2$ die Mittelpunkte der beiden Teilkreise $T_1$ und $T_2$, $a_1\ b_1\ c_1\ d_1\ e_1$ Punkte des gegebenen Zahnprofils, so ergibt

sich dasjenige des anderen Rades nach dem von Reuleaux veröffentlichten Verfahren, wie folgt:

Man ziehe die Normalen $a_1 a$, $b_1 b$, $d_1 d$ und $e_1 e$, beschreibe aus $m_1$ durch $a_1 b_1 d_1 e_1$ Kreise, mache dann $c_1 A = a_1 a$, $c_1 B = b_1 b$ u. s. w. und ziehe die Kurve $A B c_1 D E$, so gibt diese zunächst den geometrischen Ort der Zahnberührungen, die sogenannte Eingrifflinie. Hierauf beschreibe man aus $m_2$ Kreise durch die Punkte $A B D E$ und mache Bogen $c_1 a' = c_1 a$, $c_1 b' = c_1 b$ . . ., sowie außerdem $a' a_2 = a a_1$, $b' b_2 = b b_1$ . . ., dann ist die Kurve $a_2 b_2 c_1 d_2 e_2$, welche die gefundenen Punkte $a_2$, $b_2$ . . . stetig verbindet, das gesuchte Zahnprofil.

Ein anderes (abgekürztes) Verfahren rührt von Poncelet her[1]).

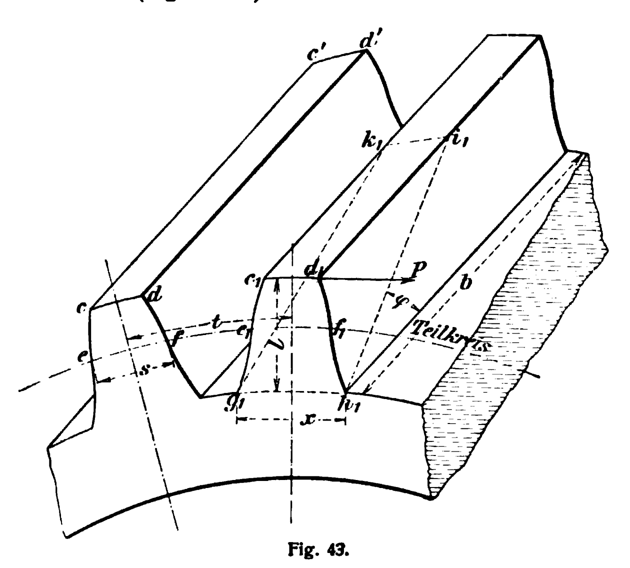



Fig. 43.

Die Zähne eines Stirnrades (Fig. 43) sind Prismen. Das über den Teilkreis hervorstehende Stück des Zahnes heißt die Zahnkrone oder der Zahnkopf, das innerhalb des Teilkreises liegende die Zahnwurzel oder der Zahnfuß; erstere wird durch den Kopfkreis, letztere durch den Fußkreis begrenzt. Unter Teilung $t$ versteht man die im Teilkreisbogen gemessene Entfernung zweier Zähne. Demnach ist bei $z$ Zähnen eines Stirnrades vom Teilkreishalbmesser $r$

$$2 r \pi = z t.$$

Die Teilung wählt man häufig im einfachen Verhältnis zu $\pi$, also $t = m \pi$ mm; damit ergibt sich ein rationeller und bequemer Wert für den Teilkreishalbmesser $r$. Man nennt $m$ den Modul der Teilung.

---

[1]) „Der Konstrukteur" von F. Reuleaux, 4. Auflage, S. 521.

In Fig. 43 heißt noch $ef = e_1 f_1 = s$ die im Teilkreisbogen gemessene Zahnstärke, $fe_1$ die Zahnlücke, $cc' = dd' = b$ die Zahnbreite, der Abstand zwischen Fuß- und Kopfkreis die Zahnlänge $= l$.

In der Regel wird die Länge des Zahnkopfes $0{,}3\,t$, diejenige des Zahnfußes $0{,}4\,t$, also die Zahnlänge $l = 0{,}7\,t$ gesetzt, so daß in Richtung des Halbmessers ein Spielraum von $0{,}1\,t$ entsteht.

Für unbearbeitete Zähne beträgt die Zahnstärke $\frac{19}{40}\,t$, die Lückenweite $\frac{21}{40}\,t$, entsprechend einem Flankenspielraum $= \frac{1}{20}\,t$, der bei bearbeiteten Zähnen bis auf Null vermindert werden kann.

Wie aus Fig. 42 ersichtlich, hat die Eingrifflinie den Teilkreispunkt $c_1$ des Zahnprofils mit diesem gemein und schneidet dasselbe rechtwinklig, so daß also die Tangente der Eingrifflinie in $c_1$ normal zum Zahnprofil steht. Jedem Eingriffpunkte entspricht eine Zahnberührung und demnach ein Berührungspunkt auf jedem der beiden Teilkreise — so dem Eingriffpunkt $D$ der Punkt $d'$ auf Teilkreis $T_2$ und der Punkt $d$ auf Teilkreis $T_1$. Man nennt $c_1 d'$ den Wälzungsbogen auf $T_2$ zum Punkte $D$, Bogen $c_1 d$ denjenigen auf $T_1$ zu demselben Eingriffpunkte. Die Summe der Wälzungsbogen auf jedem Teilkreise, d. h. $ae = a'e'$, heißt der Eingriffbogen, dessen Länge größer als die Teilung sein muß. Das Verhältnis zwischen Eingriffbogen und Teilung wird als Eingriffdauer bezeichnet. Dieselbe hängt von dem benutzten Stück der Eingrifflinie — der Eingriffstrecke — ab; letztere ist durch die Kopfkreise der miteinander in Eingriff stehenden Zahnräder bestimmt.

Die Strahlen, welche von dem Teilkreispunkte der Eingrifflinie aus nach irgend einem Eingriffpunkte gezogen werden, z. B. $c_1 A$, $c_1 B$ u. s. w. in Fig. 42, geben die Richtung des Normaldruckes zwischen beiden Zahnflanken für die Berührungspunkte $A$, $B$ u. s. w. an.

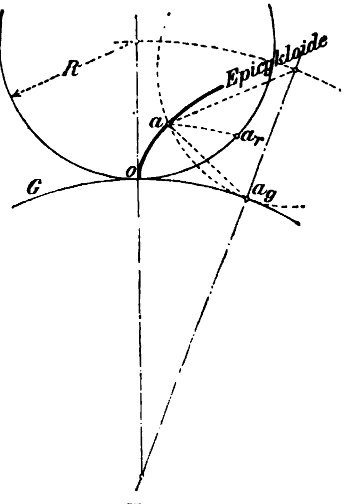


Fig. 44.

Zwei zueinander gehörige Zahnräder müssen kongruente Eingrifflinien und gleiche Teilung besitzen. Demzufolge lassen sich zu einem Rade mit gegebenem Teilkreise beliebig viele Räder konstruieren. Sollen nun diese unter sich ebenfalls richtig arbeiten, so muß die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie noch derart geformt sein, daß sie durch den Teilkreis sowohl als durch den Halbmesser zu ihrem Teilkreispunkt in zwei kongruente Stücke zerlegt wird. Räder von gleicher Teilung, welche diese Bedingung erfüllen, heißen Satzräder.

Als einfachste Formen der Eingrifflinie kommen nur der Kreis und die Gerade in Betracht. Beide führen zu cyklischen Zahnprofilen.

Ist die Eingrifflinie ein Kreis vom Halbmesser $R$, so entsteht durch Rollen desselben und zwar

auf einem zweiten Kreise (Grundkreis) $G$, dessen Mittelpunkt außerhalb des ersteren liegt, die Epicykloide (Fig. 44),

auf einer Geraden $G$ (Fig. 45), die Cykloide,

in einem zweiten Kreise (Grundkreis) $G$, (Fig. 46), die Hypocykloide,

auf einem zweiten Kreise $G$, dessen Mittelpunkt innerhalb des ersteren liegt, die Pericykloide (Fig. 47).

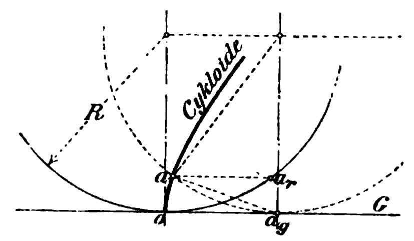



Fig. 45.

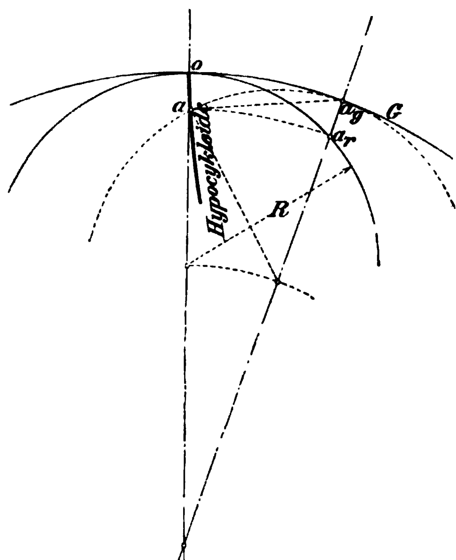



Fig. 46.

Der zu dem abgerollten Bogen $o\,a_r = o\,a_g$ (Fig. 44 bis 47) gehörige Kurvenpunkt $a$ ist dadurch bestimmt, daß $a_g\,a = a_r\,o$ und $o\,a = a_g\,a_r$.

Ist die Eingrifflinie eine Gerade $G_1$ (Fig. 48), so entsteht durch Abwicklung derselben von einem Kreise (Grundkreis) $G$ die Evolvente.

Der Evolventenpunkt $a$ ist dadurch bestimmt, daß $a_g\,a = a_g\,o$.

## 2. Stirnräder mit Kreisbogeneingrifflinie.

(Cykloidenverzahnung.)

Sind in Fig. 49 $T_1$ und $T_2$ die gegebenen Teilkreise (gleichzeitig auch Grundkreise), $R_1$ und $R_2$ die zur Erzeugung der cyklischen Kurven gewählten Rollkreise zweier Räder, so erhält man durch Rollen von $R_1$ innerhalb des Kreises $T_1$ die Hypocykloide $H_1$, durch Rollen auf dem Kreise $T_2$ die Epicykloide $E_2$. In gleicher Weise erhält man durch Rollen von $R_2$ die Hypocykloide $H_2$ und die Epicykloide $E_1$. Macht man dann $o\,o_1 = o_1\,b_1$ gleich der halben Zahnstärke, ebenso $o\,o_2 = o_2\,b_2$,

zieht $m_1 o_1$ und $m_2 o_2$, ferner symmetrisch hierzu die den gefundenen Kurven $H_1$ und $E_1$ bezw. $H_2$ und $E_2$ entsprechenden Linien, schließlich die Kopf- und Fußkreise, so sind die Flanken der beiden Zähne bestimmt.

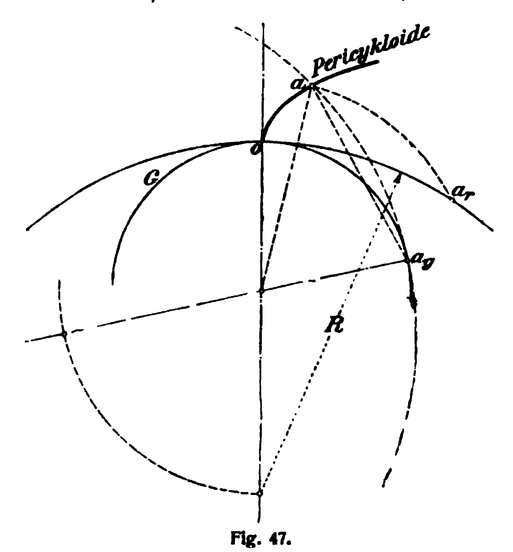



Fig. 47.

Zahnreibung. Die Zahnköpfe gelangen ganz zum Eingriff, die Zahnfüße nur auf den Strecken $o f$ und $o k$, deren Punkte $f$ und $k$ sich durch Kreisbahnen der Endpunkte $a$ und $g$ der Eingriffstrecke $a o g$ um ihre Radmittelpunkte bestimmen lassen. Es findet sonach nicht nur ein Rollen, sondern auch ein Gleiten der Zahnflanken um die Beträge $o d - o f$ bezw. $o i - o k$ statt. Bezeichnet man mit $N$ den Mittelwert der Normaldrucke in den einzelnen Berührungspunkten der Eingriffstrecke, mit $\mu$ den Reibungskoeffizienten, so beträgt der von der gleitenden Reibung herrührende Arbeitsverlust während des Eingriffes

Fig. 48.

$$\mu N [(o d - o f) + (o i - o k)].$$

Die von dem treibenden Zahn auf den getriebenen innerhalb derselben Zeit übertragene Nutzarbeit ist

$$N a o g = N (a o + o g),$$

demnach der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit

$$\mathfrak{V} = \mu \cdot \frac{od - of + oi - ok}{ao + og}.$$

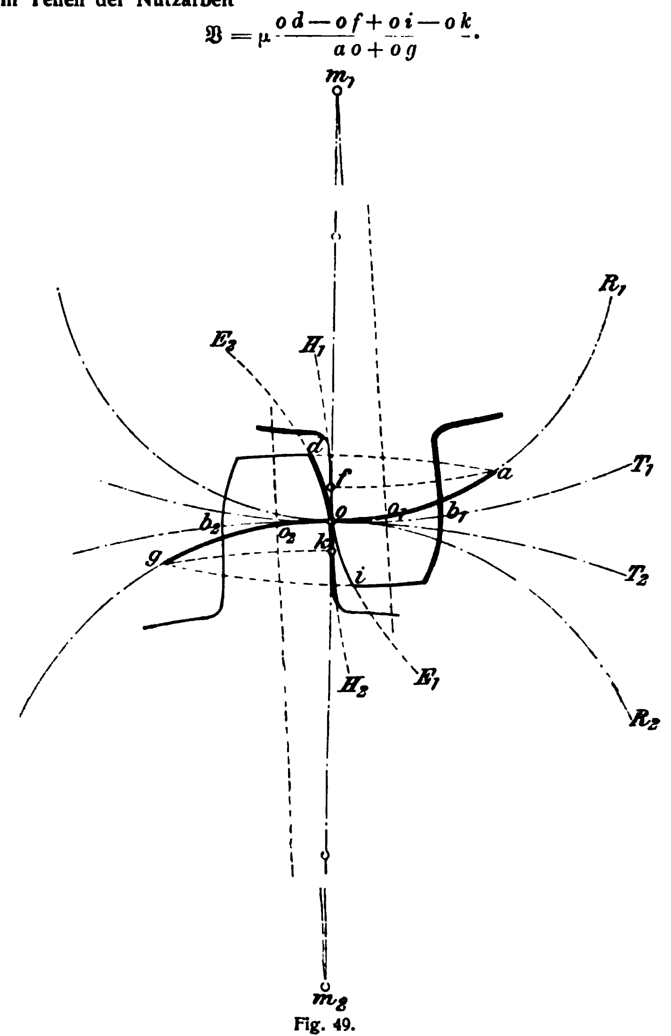



Fig. 49.

Für die üblichen Zahnprofilformen kann $\mathfrak{V}$ annähernd proportional der Länge des Eingriffbogens gesetzt werden.

Bedeuten $z_1$ und $z_2$ die Zähnezahlen der im Eingriffe befindlichen Räder, $t$ die Teilung und $\tau$ die Eingriffdauer $= \frac{\text{Eingriffbogen}}{\text{Teilung}}$, so findet sich auch

$$\mathfrak{B} = \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right) \frac{\tau}{2},$$

worin das obere Vorzeichen für äußere, das untere für innere Verzahnung gilt.

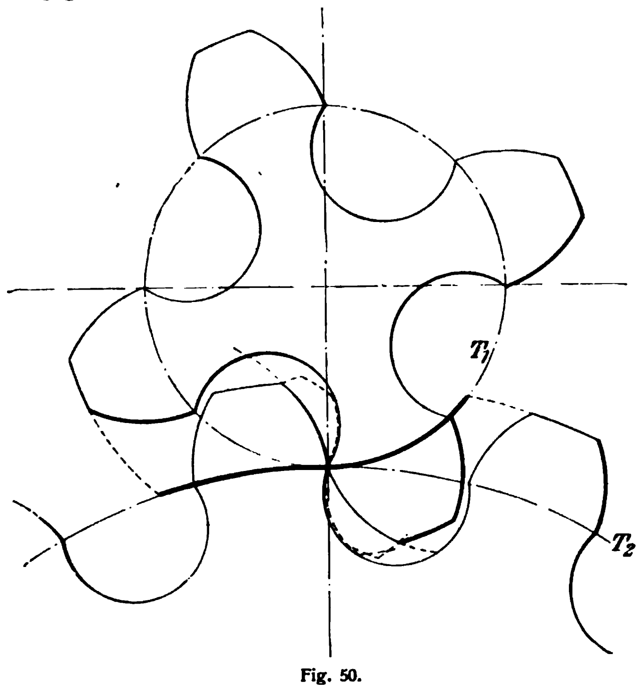



Fig. 50.

Im Mittel kann der von der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken abhängige Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}16$, sonach $\pi \mu = 0{,}5$ gesetzt werden[1]).

Wahl der Rollkreise. Je größer der Halbmesser der Rollkreise, um so länger wird der Eingriffbogen, um so mehr Zähne sind gleichzeitig im Eingriff, um so ruhiger wird der Gang der Räder, und um so kleiner fällt der Normaldruck $N$ für ein bestimmtes zu übertragendes Drehmoment aus.

---

[1]) Über die graphische Bestimmung der Zahnreibung siehe Kohn, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 1114 u. f.

Wählt man den Durchmesser des Rollkreises $R_1$ in Fig. 49 gleich dem Halbmesser des Teilkreises $T_1$, so geht die Hypocykloide $H_1$ in eine radiale Gerade über. Der Zahn wird infolgedessen an seiner Wurzel schwächer als im Teilkreis, wodurch die Sicherheit gegen Ab-

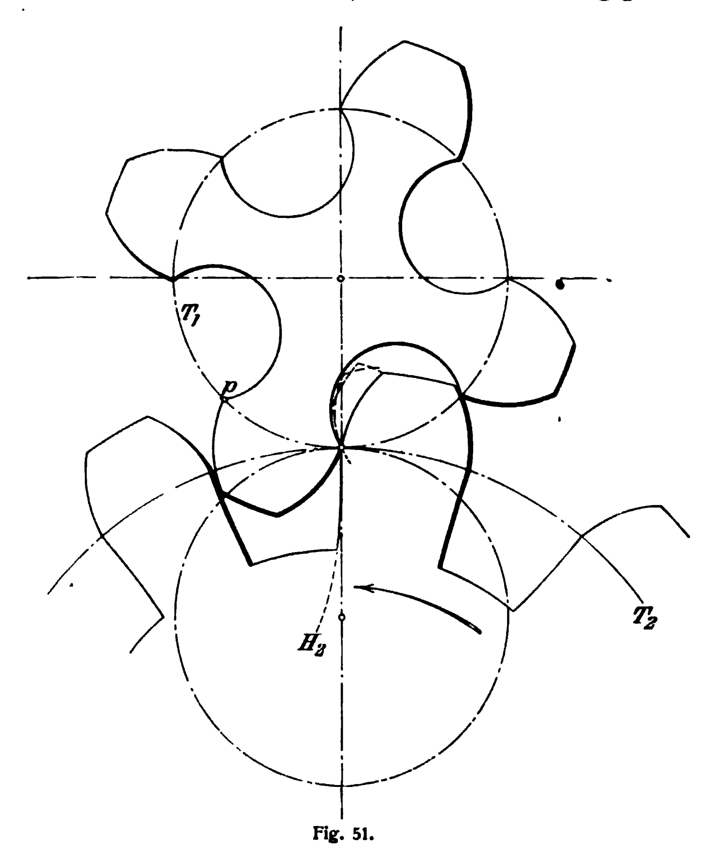



Fig. 51.

brechen verringert erscheint. Eine noch weitere Vergrößerung des Rollkreises liefert konvex unterschnittene Zahnwurzeln von abnehmender Länge.

Man macht daher den Durchmesser des Rollkreises gewöhnlich kleiner als den Halbmesser des Teilkreises. Läßt man beide Rollkreise so weit anwachsen, daß sie den zwei Teilkreisen gleich werden, so gehen die beiden Hypocykloiden $H_1$ und $H_2$ in Fig. 49 in Punkte über. Der Vorteil dieser sogenannten Punktverzahnung (Fig. 50) besteht

darin, daß mit der Zähnezahl weit heruntergegangen werden kann; sie hat den Nachteil daß die richtige Form der Zähne in Nähe der genannten Punkte sich infolge rascher Abnutzung ändert.

Wird der Teilkreis des kleineren Rades als Rollkreis für beide Räder gewählt, so erhält man die gemischte Punktverzahnung (Fig. 51). Die Hypocykloide des kleinen Rades wird auch hier zum Punkte $p$; der Kopf desselben kommt mit der Hypocykloide $H_2$ des großen Rades in Eingriff.

Die ebenfalls zu den Punktverzahnungen gehörige Triebstockverzahnung (Fig. 52) entsteht, sobald der allein benutzte Rollkreis gleich demjenigen des umschließenden Teilkreises ist und das hierdurch

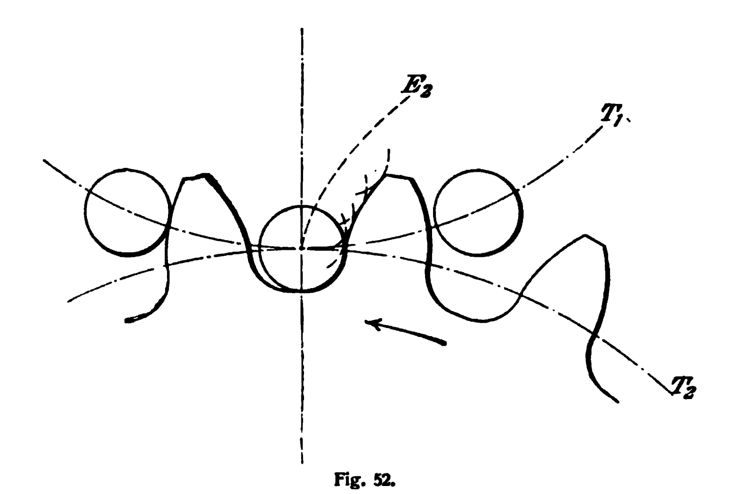



Fig. 52.

auf einen Punkt beschränkte Fußprofil durch einen Kreis vom Durchmesser $\frac{19}{40} t$ ersetzt wird. Dies macht für das Gegenprofil die Wahl einer der Epicykloide $E_2$ entsprechenden Äquidistante erforderlich.

Bei der Zahnstange (Fig. 53) bildet der unendlich große Teilkreis $T_2$ eine Gerade. Hier arbeitet Cykloide auf Hypocykloide und Cykloide auf Epicykloide.

Wie schon dargelegt, müssen Satzräder bei gleicher Teilung auch Rollkreise von gleicher Größe für alle Zähnezahlen erhalten. Die Abhängigkeit der Krümmung der benutzten Eingrifflinie von dem kleinsten Rade im Satze liefert indes ungünstige Verzahnungsverhältnisse für die größeren Räder. Aus diesem Grunde sind wichtige Triebwerkräder mit Rücksicht auf den für ruhigen Gang erforderlichen möglichst großen Eingriffbogen stets als Einzelräder mit Zähnezahlen nicht unter 24 zu konstruieren.

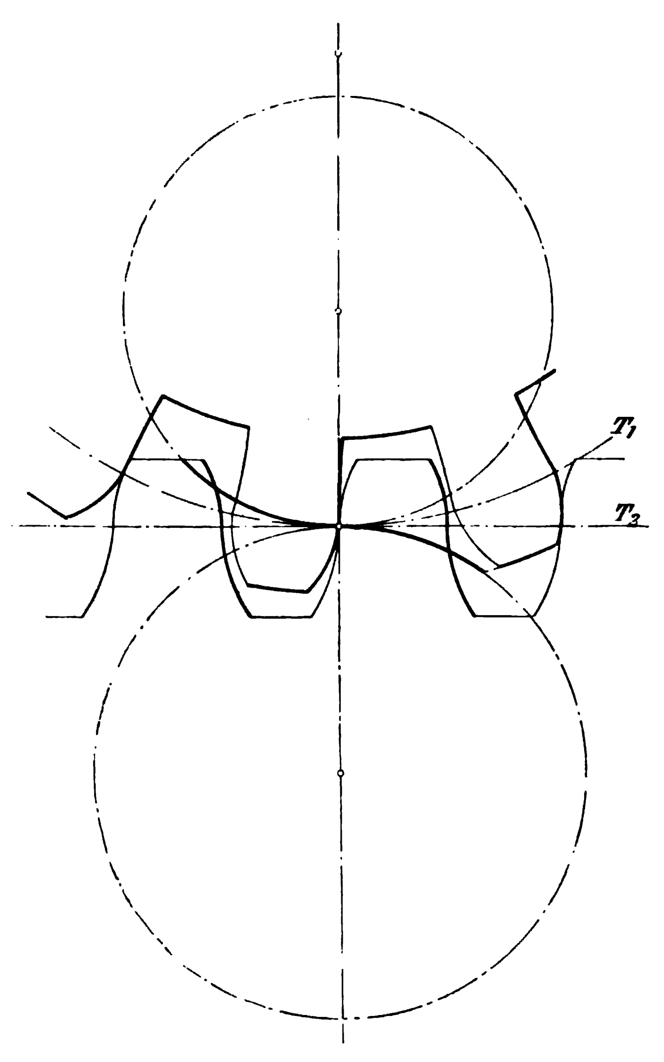



Fig. 53.

### 3. Stirnräder mit gerader Eingrifflinie.
(Evolventenverzahnung.)

Sind $T_1$ und $T_2$ (Fig. 54) die gegebenen Teilkreise, und zieht man durch den Berührungspunkt $o$ derselben unter dem Winkel $\alpha$, der gewöhnlich 75° gewählt wird, eine Gerade $n_1 o n_2$, so wird diese die Grundkreise $G_1$ und $G_2$ vom Halbmesser $r_1 = R_1 \sin \alpha = 0{,}966\, R_1$ bezw. $r_2 = R_2 \sin \alpha = 0{,}966\, R_2$ berühren. Die Zahnprofile stellen sich dann als Evolventen zu den Grundkreisen dar, die man für $o$ als erzeugenden

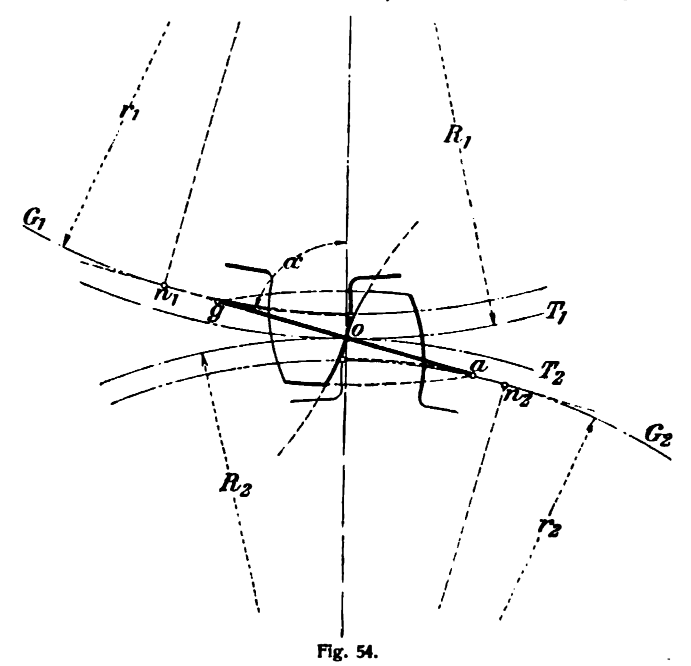



Fig. 54.

Punkt entwickelt. Zieht man noch die Kopf- und Fußkreise im Abstande 0,3 $t$ und 0,4 $t$ von den Teilkreisen, so sind die Zahnflanken bestimmt.

Die Eingrifflinie wie auch die Richtung des Normaldruckes $N$ fallen mit der Geraden $n_2 o n_2$ zusammen; die Eingriffstrecke ist $a\,g$. Zur Ermittlung der Eingriffdauer $\tau$ hat man die Teilung $t$ durch zu ziehende Halbmesser auf den Grundkreis, z. B. $G_1$, zurückzuführen und mit der so erhaltenen Grundkreisteilung die Eingriffstrecke auszumessen.

Die Grundkreise, deren Halbmesser den auf S. 83 durch $\rho_1$ und $\rho_2$ bezeichneten Größen entsprechen, besitzen wegen der dort gefundenen Beziehung

$$w_1\, \rho_1 = w_2\, \rho_2$$

konstante Umfangsgeschwindigkeit. Deshalb können auch die Grundkreise gleich geteilt werden.

Da zu einem bestimmten Grundkreise nur eine ganz bestimmte Evolvente gehört, so sind alle Evolventenräder, die auf dem Grundkreise gleiche Teilung haben, Satzräder; sie gestatten Entfernungsänderungen der Achsen, solange die Eingriffdauer genügend groß ($\tau > 1$) erhalten bleibt. Letztere ist von der Richtung der Eingrifflinie abhängig; diese sollte mit Rücksicht auf die Zahnform gewählt werden. Bei der gewöhnlichen Evolventenverzahnung bildet die Eingrifflinie mit der Centralen einen Winkel von 75°. Damit ergeben sich für große Räder gute Zahnformen, doch werden die Zähne kleiner Räder zu spitz; die Flanken derselben schneiden sich unter Umständen schon innerhalb der Höhe von 0,7 $t$. Derartige Zähne sind für die Praxis unbrauchbar.

Günstigere Zahnformen und auch eine möglichst lange Eingriffstrecke gewinnt man für kleine Räder, sobald der Grundkreis dem Zahnkopfe nähergelegt wird.

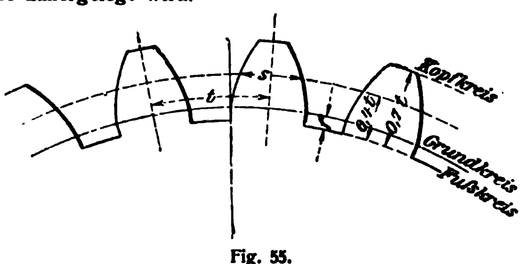



Fig. 55.

Nach Büttner[1]) soll für außenverzahnte Räder (Fig. 55) der Grundkreis bei $z = 7$ bis 20 um $f = 0{,}15\ t$, bei $z = 21$ bis 50 um $f = 0{,}11\ t$ vom Fußkreis entfernt liegen; bei $z = 51$ bis 120 soll dagegen $f = 0$ und bei $z > 120$ $f = -0{,}11\ t$ gewählt werden, d. h. der Grundkreis mit dem Fußkreis zusammenfallen bezw. innerhalb desselben liegen.

Die Teilung des Rades ist hierbei stets auf dem Grundkreise aufzutragen.

Für innen verzahnte Räder (Fig. 56) soll der Abstand $k$ des Grundkreises vom Kopfkreise bei $z \lesseqgtr 120$ $k = 0{,}11\ t$, bei $z > 120$ $k = 0{,}21\ t$ betragen.

Der Begriff des Teilkreises ist bei den Büttnerschen Ausführungen ganz vermieden!

Die Zahnstärke $s$ ist hier auf einem Kreise, der den Abstand 0,4 $t$ vom Grundkreise hat, der also bei zwei in Eingriff stehenden Rädern in der Mitte der beiden Fußkreise liegt, abzutragen.

Sowohl bei der gewöhnlichen wie auch bei der nach Büttner ausgeführten Evolventenverzahnung (bei dieser nur für $z = 7$ bis 50 erforderlich) sind die Fußprofile innerhalb der Grundkreise durch radiale Verlängerungen an den Radkörper anzuschließen. Für $z > 50$ sind bei

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, S. 306.

der Verzahnung nach Büttner die Zahnflanken reine Evolventen mit kräftiger Zahnwurzel.

Zahnstangen erhalten, ihren unendlich großen Teil- und Grundkreisen entsprechend, gerade, in der Regel unter 75° gegen den Teilkreis geneigte Zahnflanken. Bei Rädern mit wenig Zähnen ($z \leq 28$) ist die Höhe des zur Zahnstange gehörigen Kopfes behufs Ermöglichung

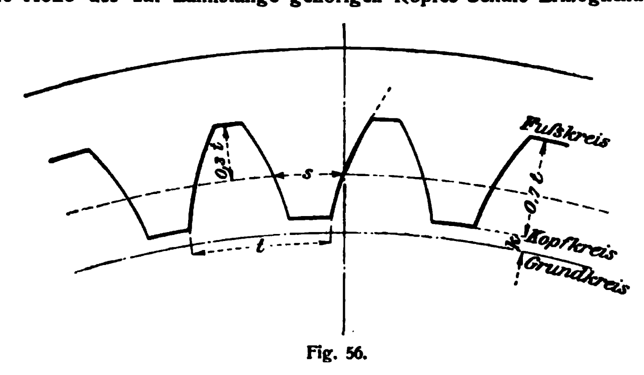



Fig. 56.

des Eingriffes unter Umständen kleiner als 0,3 $t$ zu nehmen. Es empfiehlt sich, diese Kopfhöhe auch bei Rädern mit reichlicher Zähnezahl auf 0,25 $t$ zu beschränken.

Büttner gibt den Zahnflanken ebenfalls eine um 75° gegen den Teilkreis geneigte Richtung. Die Teilung ist auf einer senkrecht zur Zahnflanke liegenden Geraden $n\,n_1$ aufzutragen (s. Fig. 57).

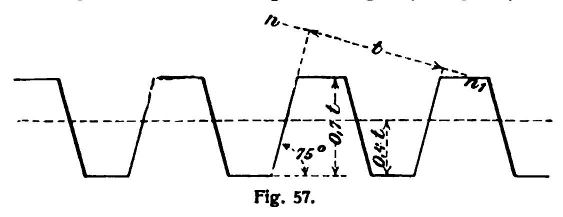



Fig. 57.

## 4. Abnutzungsverhältnisse der Stirnräder.

Um Abnutzungen schnelllaufender Räder mit gewöhnlicher Evolventenverzahnung vorzubeugen, kürzt O. Lasche die Kopfhöhe des getriebenen Rades unter das übliche Maß 0,3 $t$ und verlängert dagegen diejenige des treibenden Rades, so daß die Eingriffstrecke vor der Centrale eine Verkürzung, hinter derselben eine Verlängerung erfährt [1]).

Teilt man in Fig. 58 die arbeitende Flanke eines nach dem gewöhnlichen Verfahren gezeichneten Evolventenzahnes (Trieb) von $g$ bis

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 1417.

zum Kopfe in eine Anzahl unter sich gleicher Teile 1, 2, 3, 4 .... und bestimmt die je damit arbeitenden Strecken I, II, III ..... auf der angetriebenen Zahnflanke, so erhält man auf der arbeitenden Flanke des getriebenen Rades dieselbe Anzahl Teile, die aber, wie ersichtlich, alle verschiedene Größe haben. Das Verhältnis, in dem je die Längen der zusammenarbeitenden Strecken zueinander stehen, bestimmt das

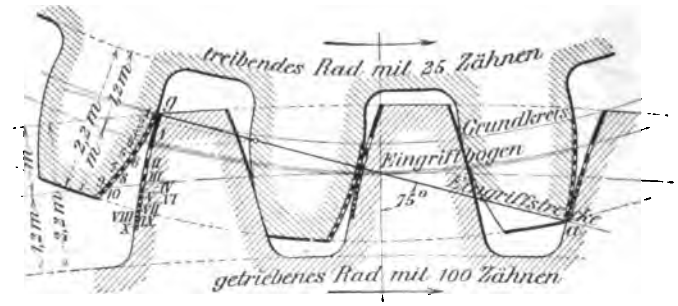



Fig. 58.

Maß des dabei stattfindenden Gleitens und sonach die Größe der zu erwartenden Abnutzung eines Zahnes. In Fig. 58 ist das Gleiten bezw. die Abnutzung am Kopfende des getriebenen Zahnes am größten. Fig. 59 zeigt die Verzahnung eines von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft ausgeführten Rades, bei dem durch entsprechende Ver-

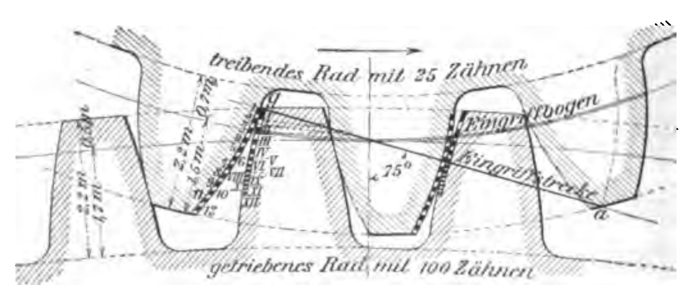



Fig. 59.

kürzung und Verlängerung der Kopfhöhe des getriebenen bezw. treibenden Rades jene Periode der größten Abnutzung vermieden ist. (In Fig. 58 und 59 hat $m$ die aus $t = m\,\pi$ folgende Bedeutung $m = \frac{t}{\pi}$).

Die durch diese Abänderung entstehende Zahnform vereinigt aber noch andere Vorzüge in sich. Die Festigkeit der Zähne des Triebes ist für die gleiche Teilung bedeutend größer als bei den nach üblichen Zahnformen verzahnten Rädern. Die Zähne haben annähernd die Form eines Körpers gleicher Biegungsfestigkeit. Ferner werden — gleichwie

bei dem nach Büttner angegebenen Verfahren — die Flanken auch bei kleinen Zähnezahlen nicht mehr unterschnitten.

Bei der Cykloidenzahnform ist das in Betracht kommende Gleitverhältnis sowohl vor als auch hinter der Mittellinie (Teilkreis) unveränderlich und hat, verglichen mit demjenigen der Evolventenzähne, nur einen kleinen Wert.

Die Abnutzungstiefe eines Zahnes an irgend einer Kante kann proportional dem Normaldrucke $N$, dem specifischen Gleiten $\gamma$, d. h. dem auf diese Kante (Linie) bezogenen Gleiten der einen Zahnflanke gegenüber der anderen, ferner proportional der Umlaufzahl $n$ des betreffenden Rades gesetzt werden. (Der Reibungskoeffizient kommt als unveränderlich nicht in Betracht.) Bildet man die Produkte $N \gamma n_1$ bezw. $N \gamma n_2$ für zwei in Eingriff stehende Räder ($n_1$ und $n_2$ bedeuten die minutlichen Umlaufzahlen der Räder) und trägt deren Werte an der zugehörigen Zahnkante winkelrecht zur Flanke und als Funktion des Eingriffbogens auf, so geben die so erhaltenen Kurven ein Bild von der veränderlichen Größe der Abnutzung längs der Zahnflanke — die sog. Abnutzungscharakteristik[1]).

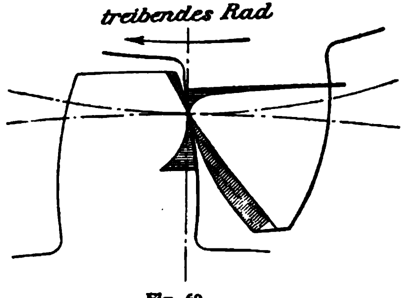


Fig. 60.

Die schraffiert hervorgehobenen Flächen der Abbildungen (Fig. 60 und 61) veranschaulichen die Verteilung dieser Abnutzungen bei Rädern mit Evolventen- und bei solchen mit Cykloidenzähnen, sofern sie unter gewissen Verhältnissen miteinander arbeiten.

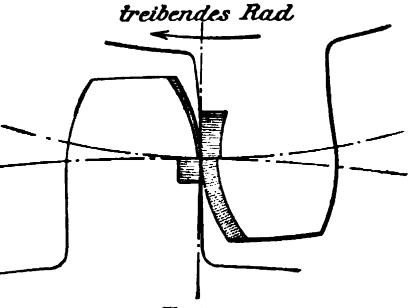


Fig. 61.

Bei der Evolventenverzahnung (Fig. 60) ist die Abnutzung ganz ungleichmäßig über die Flanken verteilt. Im Teilkreis ist sie Null und wächst nach dem Kopfkreise zu in mäßigen Grenzen, während sie an den Füßen, zumal an dem Fuße des treibenden Rades, recht hohe Beträge annimmt.

Bei der Cykloidenverzahnung (Fig. 61) ändert sich die Abnutzung am Fuße des getriebenen und am Kopfe des treibenden Rades sehr wenig; am Kopfe des ersteren und am Fuße des letzteren zeigt sich

[1]) Vergl. K. Büchner, Beitrag zur Kenntnis der Abnutzungs- und Reibungsverhältnisse der Stirnräder, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1902, S. 159.

dagegen eine charakteristische Änderung, da der Normaldruck vor der Centralen stark veränderlich ist. Bemerkenswert ist auch die sprungweise auftretende Abnutzung im Teilkreise, besonders an der Flanke des getriebenen Rades.

Um den nachteiligen Folgen einer unregelmäßigen Abnutzung der Zahnflanken vorzubeugen, ist bei der Evolventenverzahnung nach dem von O. Lasche angegebenem Verfahren die Eingriffstrecke vor der Centralen zu verkürzen. Das große Rad erhält einen kleinen Kopf und großen Fuß, das kleine Rad dagegen einen hohen Kopf und einen niedrigen Fuß (s. Fig. 59).

Um für beide Räder möglichst gleiche Abnutzungen zu erhalten, empfiehlt Büchner, das Verhältnis der Eingriffstrecken vor und hinter der Centralen gleich dem Übersetzungsverhältnis zu wählen.

Da die Abnutzung durch das Gleiten um so geringer wird, je mehr der Eingriff auf die Nähe der Centralen beschränkt bleibt, soll ferner die Teilung möglichst klein, die Zähnezahl also möglichst groß genommen werden. Letzteres gilt auch für Räder mit Cykloidenflanken. Diese werden sich außerdem um so weniger abnutzen, je kleiner unter Umständen die Halbmesser der Rollkreise gewählt werden.

### 5. Wahl der Zahnform.

Je nachdem die Zahnräder zur Übertragung von Kräften bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten oder Umgangszahlen dienen, wobei die Abmessungen ihrer Zähne den Festigkeitsbedingungen vorzugsweise Genüge zu leisten haben, oder aber mehr oder minder große Mengen mechanischer Arbeit bei in der Regel größerer Umfangsgeschwindigkeit zu übertragen haben, unterscheidet man Kraft- und Arbeitsräder. Bei den letzteren müssen die Zähne selbstverständlich ebenfalls die Anforderungen der Festigkeit erfüllen, doch sind außerdem noch Rücksichten auf Fernhaltung zu rascher Abnutzung, auf Ruhe des Ganges, auf etwa eintretende Stoßwirkungen u. dergl. zu nehmen. Als Vertreter der ersten Gruppe pflegt man die Räder von Handwinden, Kranen u. dergl. anzusehen; als Vertreter der zweiten Gruppe kann das normale Transmissions- oder Triebwerkrad dienen. In Bezug auf die Zahnformen bieten Räder mit Evolventenzähnen den Vorzug einfacher und daher leichter Herstellung; sie können einander genähert oder voneinander entfernt werden, ohne daß die Richtigkeit des Eingriffes darunter leidet; auch fallen bei gleicher Teilung die Evolventenzähne an der Wurzel stärker aus als die Cykloidenzähne, — ein Umstand, der ihre Anwendung besonders bei Krafträdern geeignet erscheinen läßt. Dagegen ergeben sich für Räder mit Evolventenzähnen unter sonst gleichen Verhältnissen bis fast um 50% größere specifische Zahnpressungen als bei solchen mit Cykloidenzähnen. Die specifische Pressung zwischen den Zahnflächen ist von der Größe der Berührungsfläche abhängig; dieselbe erstreckt sich theoretisch allerdings nur über ein Element des Zahnprofils, ist aber tatsächlich von viel größerer Ausdehnung. Letztere ist abhängig von der Krümmung der sich berührenden beiden Zahnflanken. Sie ist bei der Cykloidenverzahnung mit konvex-konkaver Berührung (Fig. 62) größer als bei der Evolventenverzahnung mit konvex-konvexer Berührung der Flanken (Fig. 63). Aus diesem Grunde muß sich unter sonst gleichen Verhältnissen die Ab-

nutzung der Evolventenzähne größer ergeben als diejenige der Cykloidenzähne. Letztere finden bei Rädern für Triebwerke, wo die Abnutzung eine große Rolle spielt, vorteilhafte Verwendung, während erstere sich besonders da empfehlen, wo die Rücksichten auf Festigkeit fast allein maßgebend sind (Windenräder u. dergl.). Die nicht zu unterschätzenden

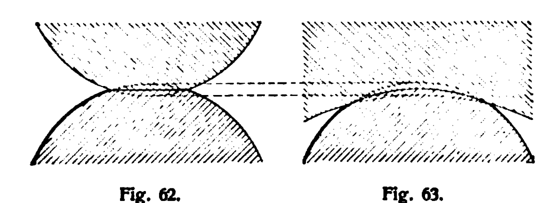


Fig. 62. Fig. 63.

Vorzüge der Evolventenzähne können, sofern noch das S. 97 u. f. in Hinsicht auf Abnutzung Bemerkte Beachtung findet, einen mehr oder minder vollständigen Ausgleich zur Folge haben.

### 6. Berechnung der Zähne.

Es bezeichne
- $r$ den Teilkreishalbmesser in cm,
- $t$ die Teilung in cm,
- $z$ die Zähnezahl $= \frac{2 r \pi}{t}$,
- $b$ die Zahnbreite $= \psi t$ in cm,
- $l$ die Zahnlänge, in der Regel $= 0{,}7\, t$ in cm,
- $s$ die Zahnstärke, auf dem Teilkreise gemessen, in cm,
- $P$ den Zahndruck in kg, bestimmt durch das zu übertragende Drehungsmoment $M_d = P r$ in cmkg,
- $n$ die minutliche Umdrehungszahl des Rades,
- $N$ die zu übertragende Leistung in $PS$.

#### a) Krafträder.

Betrachtet man den Zahn als einen an der Wurzel eingespannten Balken, der am freien Ende durch den Zahndruck $P$ belastet ist, so ergibt sich unter der Annahme, daß dieser an der Ecke bei $c_1$ ($d_1$) (Fig. 43), aufsetzt und hierbei tangential wirkt, für den wahrscheinlichen Bruchquerschnitt $g_1 h_1 i_1 k_1$ das biegende Moment $P l \cos \varphi$, demnach aus

$$P l \cos \varphi = \frac{1}{6} \frac{l}{\sin \varphi} x^2 \sigma_b,$$

$$\sigma_b = \frac{3 P \sin 2 \varphi}{x^2},$$

oder für $\sin 2 \varphi = 1$ ($\varphi = 45^0$)

$$\sigma_{b\,(\max)} = \frac{3P}{x^2}.$$

Wirkt der Zahndruck $P$ an der Zahnkrone als gleichmäßig verteilte Kraft, so folgt aus

$$P\,l = \frac{1}{6}\,b\,x^2\,\sigma_b,$$

$$\sigma_{b\,(\max)} = \frac{6\,P\,l}{b\,x^2}.$$

Beide Beanspruchungen fallen gleich groß aus für

$$\frac{3\,P}{x^2} = \frac{6\,P\,l}{b\,x^2},$$

woraus für die Zahnbreite folgt

$$b = 2\,l = 1{,}4\,t.$$

Unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse kann gesetzt werden

$$b \lesseqgtr 2\,t.$$

Dann folgt aus der nunmehr allein maßgebenden Biegungsgleichung

$$P\,l = \frac{1}{6}\,b\,x^2\,k_b \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9$$

mit $l = \alpha\,t$ und $x = \beta\,t$

$$P = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\,b\,t\,k_b$$

und, sofern gesetzt wird

$$c = \frac{1}{6}\,\frac{\beta^2}{\alpha}\,k_b,$$

$$P = c\,b\,t = c\,\psi\,t^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10$$

Für den gewöhnlichen Fall

$\alpha = 0{,}7$ und $\beta = 0{,}5$ bis $0{,}55$ wird
$c = 0{,}06\,k_b$ bis $0{,}07\,k_b$

und mit $k_b = 300$ (Mittelwert für Gußeisenzähne)

$c = 18$ bis $21$.

Ist $b > 2\,t$, so muß jedenfalls die Beziehung festgehalten werden

$$c \lesseqgtr 21\,\frac{b}{2\,t}.$$

Bei Winden, die mit großen Unterbrechungen oder nicht häufig mit der Maximallast arbeiten, kann $c$ auf 24 bis 28 erhöht werden; doch geht man bei Windenrädern mit $t$ nicht gern unter $8\,\pi$ mm. Wird ein anderes Material als Gußeisen verwendet, oder weichen $x = \beta\,t$ und $l = \alpha\,t$ wesentlich von den gemachten Annahmen ab, so ist auf Gl. 9 zurückzugreifen.

Die Zähnezahl nimmt man $z \gtreqless 10$ bis 11 (unter besonderen Umständen — Zahnstangenwinden — noch weniger), das Übersetzungsverhältnis nicht unter 1:10.

Ist nicht der Zahndruck $P$, sondern das zu übertragende Drehungsmoment $M_d$ (in cmkg) gegeben, so folgt aus:

$$M_d = P\,r = c\,\psi\,t^2\,\frac{z\,t}{2\,\pi}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{c\,\psi\,z}\,M_d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11$$

Beispiel. Die höchste Belastung der durch Fig. 64 bestimmten Trommelwinde betrage $Q = 2000$ kg, der Trommelhalbmesser, bis Mitte Kette gemessen, $\varrho = 13$ cm, und es soll der durch die Reibungswiderstände in den Zähnen und in den Lagern etc. hervorgerufene Arbeitsverlust zu 15% der Nutzlast angenommen werden — entsprechend einem Wirkungsgrade der Winde $\eta = 0{,}85$.

Für den Antrieb sind zwei Arbeiter vorgesehen, die an je einer 40 cm langen Kurbel mit einer Kraft von je 16 kg wirken.

Mit diesen Werten ergibt sich das Übersetzungsverhältnis der Winde zu

$$\varphi = \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0{,}85 \,.\, 2 \,.\, 16 \,.\, 40}{2000 \,.\, 13} \sim \frac{1}{24}.$$

Wir wählen $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$ und $\frac{c}{d} = \frac{1}{6}$, ferner $z_a = 12$, so daß mit $b = 2\,t$ und $c = 25$ aus Gl. 11 folgt

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{25 \,.\, 2 \,.\, 12}\, 32 \,.\, 40} = 2{,}39 \text{ cm} \sim 8\,\pi \text{ mm};$$

demnach

$$d_a = \frac{12 \,.\, 8\,\pi}{\pi} = 96 \text{ mm},$$
$$d_b = 4 \,.\, 96 = 384 \text{ mm},$$
$$z_a = 12,$$
$$z_b = 4 \,.\, 12 = 48,$$
$$b = 2\,t = \sim 50 \text{ mm}.$$

Das Rad $c$ soll ebenfalls 12 Zähne erhalten. Gestalten wir auch hier $c = 25$ und $b = 2\,t$, so folgt für das Rad $d$ mit $6 \,.\, 12 = 72$ Zähnen unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Trommelwelle

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\,\pi}{25 \,.\, 2 \,.\, 72}\, \frac{2000 \,.\, 13}{0{,}94}} = 3{,}65 \text{ cm} \sim 12\,\pi \text{ mm};$$

demnach

$$d_c = \frac{12 \,.\, 12\,\pi}{\pi} = 144 \text{ mm},$$
$$d_d = 6 \,.\, 144 = 864 \text{ mm},$$
$$z_c = 12,$$
$$z_d = 6 \,.\, 12 = 72,$$
$$b = 2\,t = \sim 75 \text{ mm}.$$

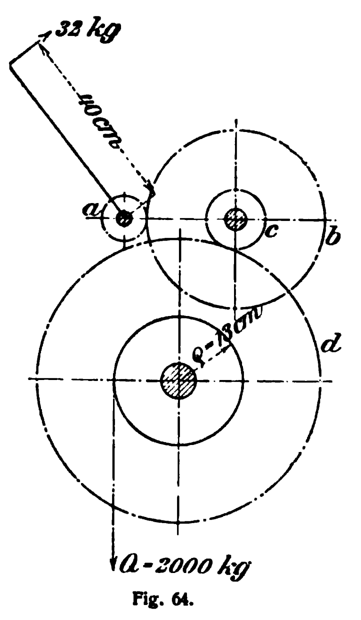


Fig. 64.

## β) Arbeitsräder.

Die Berechnung der Zähne hat bei Arbeitsrädern (Triebwerksrädern) nicht nur mit Rücksicht auf Festigkeit, sondern noch unter Berücksichtigung der Abnutzung der Zahnflanken und der Erwärmung der Zähne zu geschehen.

Unter der Annahme, daß die Berührungsfläche zweier Zähne der Teilung und der Zahnbreite proportional ist, kann gesetzt werden:

$$P = c_1\, b\, t,$$

worin $c_1$ eine von den jeweiligen Verhältnissen, unter denen die Zähne arbeiten, abhängige Erfahrungszahl bedeutet. Die Gleichung hat genau die Form wie Gl. 10, so daß diese auch für die Arbeitsräder beibehalten werden kann; nur wird dann der Koeffizient $c$ im allgemeinen eine andere Bedeutung besitzen als für Krafträder.

Unter normalen Verhältnissen kann bei Cykloidenverzahnung und bei Umdrehungszahlen bis $n = 250$, falls Gußeisen auf Gußeisen läuft,

$$c = 20 - \sqrt{n} \quad . \quad . \quad 12$$

gewählt werden, bei einer zulässigen Zahnbreite von

$$b \gtrless 42 \frac{t}{c}.$$

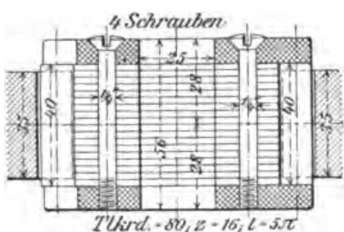
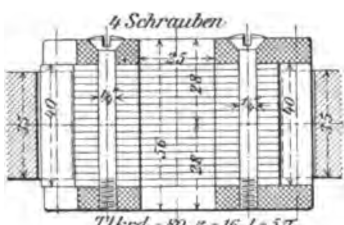




Fig. 65.

Bei Holz (Weißbuche) auf Gußeisen gilt etwa das 0,4- bis 0,5fache der aus Gl. 12 für $c$ ermittelten Werte, so daß z. B. für $n = 64$ der Koeffizient $c = 12 \cdot 0{,}4 = 4{,}8$ wird.

Höhere Werte für $c$, als aus Gl. 12 sich ergeben, sind zulässig, wenn die Eingriffdauer $\tau > 2$ ist. Räder mit Evolventenverzahnung sind etwas geringer zu belasten.

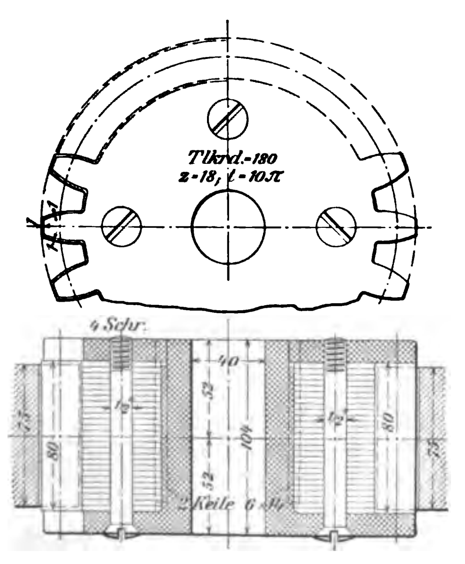



Fig. 66.

Bei Wasserradzahnkränzen, die vom Spritzwasser benetzt werden, ist $c$ keinesfalls höher als 10 bis 12 zu nehmen. Wegen der starken Abnutzung sind solche Räder, wenn irgend tunlich, zu vermeiden[1]).

Solchen Rädern, deren Zähne zuweilen die Eingriffflanke wechseln, oder die stark stoßen, gibt man möglichst reichliche Abmessungen. Aus diesem Grunde werden z. B. Räder zum Betriebe der Mahlgänge bei Holz auf Eisen mit $c = 2$ bis 3 entworfen, während ein gewöhnliches Triebwerkrad bei demselben $n$ mit $c = 4$ bis 4,5 zu belasten sein würde.

Arbeiten Räder Tag und Nacht fast ununterbrochen, so muß $c$ kleiner gewählt werden, sofern auf ähnliche Dauer gerechnet wird wie bei normalen Rädern, die unter sonst gleichen Verhältnissen etwa nur 12 Stunden täglich in Betrieb sind. Räder mit stärkeren Zähnen können

[1]) Vergl. C. v. Bach, Turbinen und vertikale Wasserräder, 1896, S. 165 u. 166.

mit einem größeren $c$ berechnet werden als solche mit schwächeren Zähnen, da sie eine größere Abnutzung zulassen, ehe sie unbrauchbar werden.

Erscheint Gußeisen als Zahnmaterial ungenügend, so muß zu Stahlguß, schmiedbarem Eisen oder Stahl, zu Bronze (insbesondere zu Phosphorbronze), zu Deltametall oder sonstigen Legierungen gegriffen werden, wenn überhaupt Zahnradbetrieb nicht vermieden werden kann.

Getriebe mit Umfangsgeschwindigkeiten von 9 bis 12 m in der Sekunde erhalten bei 400 bis etwa 1000 minutlichen Umdrehungen häufig Zähne aus Rohhaut.

Man wählt hierbei $c = 4$ bis 8. Für kleine Teilungen findet auch (statt der Rohhaut) Vulkanfiber Verwendung.

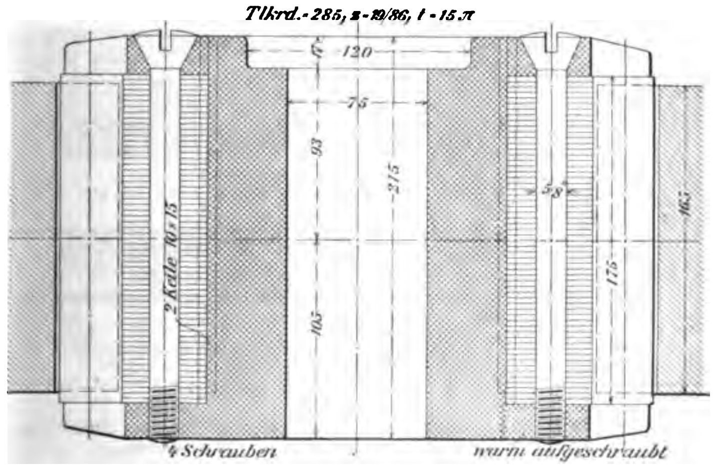



Fig. 67.

Fig. 65 bis 67 zeigen einige Ausführungsarten von Rohhauträdern der Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., in Augsburg. Dieselben werden stets mit Seitenscheiben hergestellt, und zwar soll die Lücke der Scheiben ~ 2 mm größer sein als diejenige des Zahnes. Wenn die Breite des Getriebes größer ist als die des zugehörigen Rades, können die Seitenscheiben auch voll (also ungezahnt) sein; sie sollen jedoch bis zum Zahnkopf reichen, um ein seitwärtiges Ausbiegen des Materials zu verhindern.

Ein von Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau gefertigtes Rohhautgetriebe zeigt Fig. 68. Zur Befestigung der Seitenscheibe dienen hier Schraubenbolzen mit Muttern; auch ist der Rohhautkolben nicht durch Keile, sondern durch Schlitzschrauben mit der Stahlgußbüchse verbunden.

Ist das zu übertragende Drehungsmoment $M_d$ (in cmkg) gegeben, so ist nach Gl. 11 S. 102 zu verfahren.

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ergibt sich die Teilung aus

$$75\,N = P\,\frac{2\,r\,\pi}{100}\,\frac{n}{60}$$

und wenn $2\,r\,\pi = z\,t$ und $P = c\,b\,t = c\,\psi\,t^2$ gesetzt wird, zu

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\,\psi\,z}\,\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 13$$

Die **Zahnbreite** wählt man für gewöhnliche Triebwerkräder $b = 2\,t$ bis $3\,t$, für Triebwerkräder, welche große Mengen mechanischer Arbeit zu übertragen haben, $b = 3\,t$ bis $5\,t$.

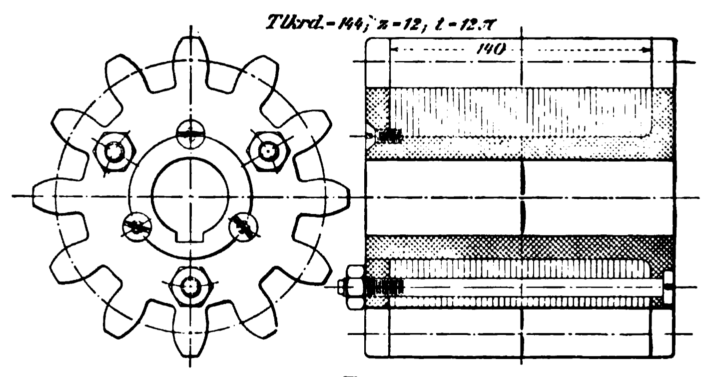



Fig. 68.

Die **Zähnezahl** nimmt man $z \gtreqless 24$; je größer die Zähnezahl, um so kleiner wird die Teilung und um so ruhiger der Gang.

Das **Übersetzungsverhältnis** nehme man für Triebwerkräder bei langsamem Gange, wenn möglich, nicht unter 1 : 6 (wobei dann für das kleinste Rad $z_{min} = 36$ bis 40), bei rascherem Gange etwa nur 1 : 4 (wobei $z_{min} = 54$ bis 72).

**Holzzähne** (Kämme) erhält bei größerer Geschwindigkeit bezw. größerer Umdrehungszahl zuweilen das eine der beiden zusammenarbeitenden Räder, um einen ruhigen, womöglich stoßfreien Gang zu erzielen. Man nimmt die **Zahnstärke**

für den Eisenzahn $s = 0{,}41\,t$,
für den Holzzahn $s = 0{,}54\,t$.

Um Ansatzbildungen an den Kämmen zu verhüten, werden die Eisenzähne um etwa 6 bis 10 mm breiter gehalten als die Kämme.

Bezüglich der Abmessungen der Zähne bei Eisen auf Eisen ist auch das auf S. 87 hierüber Gesagte zu beachten.

Von diesen normalen Werten weicht man ab, wenn Veranlassung dazu vorliegt, wie es z. B. bei den S. 97 u. f. erwähnten Evolventenzähnen für schnelllaufende Räder der Fall ist.

**Beispiel.** Von der stehenden Welle $a_1 a_2$ (Fig. 69) einer Turbine sind 100 *PS* bei 80 minutlichen Umdrehungen auf eine Triebwerkwelle $b_1 b_2$, die 160 Umdrehungen in der Minute ausführen soll, mittelst der Kegelräder *a* und *b* (Holz auf Eisen) zu übertragen.

Wählen wir für *b* 48 Zähne, so erhält *a* 96 Kämme. Aus Gl. 12 folgt

$$c = 20 - \sqrt{80} = \sim 11$$

und wegen Holz auf Eisen

$$c = 11 \,.\, 0{,}45 = \sim 5.$$

Mit $\psi = 4$ ergibt sich aus Gl. 13

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{5 \,.\, 4 \,.\, 96} \cdot \frac{100}{80}} = 6{,}64 \text{ cm} \sim 21\,\pi \text{ mm};$$

demnach

$$d_a = \frac{96 \,.\, 21\,\pi}{\pi} = 2016 \text{ mm},$$

$$d_b = 1008 \text{ mm},$$

$$b_a = 4\,t \sim 260 \text{ mm},$$

$$b_b = 260 + 10 = 270 \text{ mm}.$$

Es ist ferner

$$s_a = 0{,}54\,t = \sim 36 \text{ mm},$$

$$s_b = 0{,}41\,t = \sim 27 \text{ mm}.$$

Die Zahnwurzel wird



$$0{,}4\,t = \sim 26 \text{ mm},$$

die Zahnkrone

$$0{,}3\,t = \sim 20 \text{ mm}.$$

Das Rad *a* kann 6 oder 8 Arme erhalten.

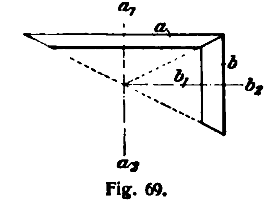



Fig. 69.

## 7. Konstruktion des Radkörpers.

Die **Stärke des Zahnkranzes** kann in der Regel $0{,}5\,t$ genommen werden, mit schwacher Verjüngung (1 : 40 bis 1 : 60) nach außen. Bei geringer Armzahl oder großem Raddurchmesser empfiehlt sich die Anbringung einer **Verstärkungsrippe** (Fig. 70).

**Kammräder** erhalten wegen der Schwächung durch die eingesetzten Kämme stärkere Zahnkränze von etwa $t$ bis $^5/_4\,t$ Höhe (Fig. 72 und 73).

Die unverletzte **Wandstärke der gußeisernen Nabe** (Fig. 70 und 71) nehme man

$$\delta = \frac{1}{5}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm bis } \frac{1}{4}\left(d^0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm},$$

worin bedeutet:

$d$ die Bohrung der Nabe in cm,

$d_0$ die Wellenstärke (in cm), die dem zu übertragenden Drehungsmomente $M_d = P\,r = 0{,}2\,d_0^{\,3}\,k_d$ entspricht und aus diesem zu bestimmen ist.

Die **Nabenlänge** kann gewählt werden

$$L = 1{,}2\,d \text{ bis } 1{,}5\,d \text{ und mehr oder } L \gtreqless b + 0{,}05\,r.$$

**Lange** Naben erhalten Aussparungen (Fig. 71) mit

$$l_1 = 0{,}4\,d \text{ bis } 0{,}5\,d.$$

Zur Befestigung der Zahnräder dienen **Keile** und **Federn**, die schon S. 60 und 61 besprochen sind.

Bezeichnet $i$ die **Anzahl der Arme** eines Rades, und wird angenommen, dafs $\frac{i}{4}$ der auf Biegung beanspruchten Arme an der Kraft-

übertragung teilnehmen, so ergibt sich der Querschnitt derselben unter Bezugnahme auf Fig. 70 annähernd aus

$$P y = W k_b \frac{i}{4},$$

worin $W$ das dem Biegungsmomente $P y$ entsprechende Widerstandsmoment des Armquerschnittes bezeichnet. Hieraus folgt für den kreuzförmigen Armquerschnitt unter Vernachlässigung der in der Nullachse liegenden Rippe

$$P y = \frac{h_1 h^2}{6} k_b \frac{i}{4}$$

und mit dem üblichen Wert $h_1 = \frac{1}{5} h$

$$P y = h^3 k_b \frac{i}{120},$$

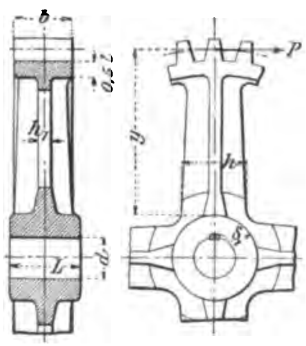


Fig. 70.

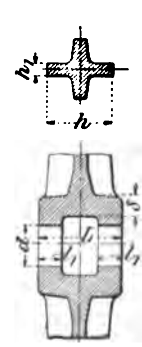


Fig. 71.

woraus mit $k_b = 300$ kg/qcm (für Gußeisen)

$$h = \sqrt[3]{\frac{P y}{2{,}5\, i}}.$$

Die Armhöhe $h$ verjüngt sich nach dem Kranze im Verhältnis 5 : 4.

Arme mit ⊓-förmigem Querschnitt sind in gleicher Weise zu berechnen.

Die Anzahl $i$ der Arme liegt bei Rädern, die aus dem Ganzen gegossen sind, zwischen 4 und 6. Als Anhalt kann die Gleichung dienen

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D},$$

worin $D$ den Teilkreisdurchmesser in mm bedeutet.

Bei Rädern, die aus Segmenten zusammengesetzt werden, gewährt die Gleichung

$$i = \frac{1}{8} \sqrt{D}$$

einigen Anhalt.

Betreffs der Abmessungen der aus trockenem Weißbuchenholz gefertigten Holzkämme (s. auch S. 106) und deren Befestigung in dem Rade — bei leichteren Rädern mit Holzkeilen (Eisenstiften), bei schwereren mit Holzkeilen und Eisenstiften — ist auf Fig. 72 zu verweisen.

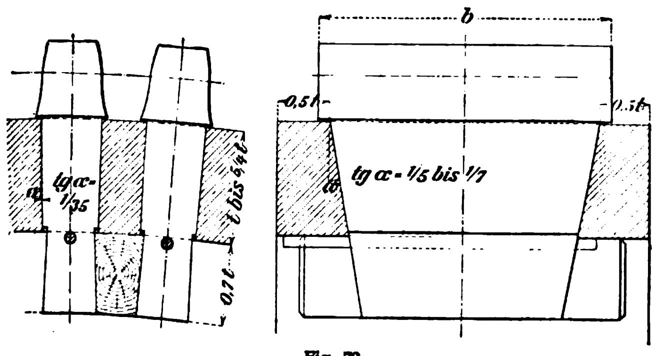



Fig. 72.

Die Trennung des Kammes in zwei Teile (Fig. 73) erfolgt für $b \geq 18$ cm.

Die Zähnezahl soll bei Holzkammrädern, wenn irgend angängig, ein Vielfaches der Armzahl sein. Anderenfalls müssen die Arme mit Taschen versehen werden.

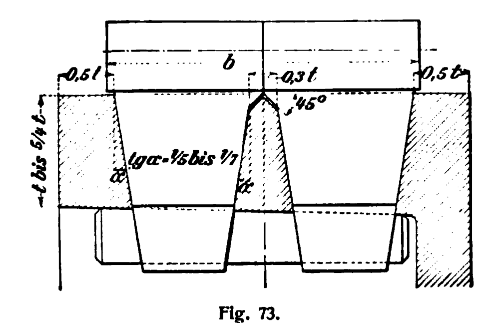



Fig. 73.

Fig. 74 zeigt ein Stirnräderpaar (Eisen auf Holz) der Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., in Augsburg (Teilung 16 π, 36 Zähne und 144 Kämme von 140 bezw. 135 mm Breite, 540 und 2160 mm Teilkreisdurchmesser), bei dem die beiden geteilten Arme des aus zwei Hälften zusammengesetzten Rades mit Taschen versehen sind.

Bei dem Fig. 75 ersichtlichen Kegelräderpaar (Holz auf Eisen) von Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau (Teilung 25 π, 37 Zähne und

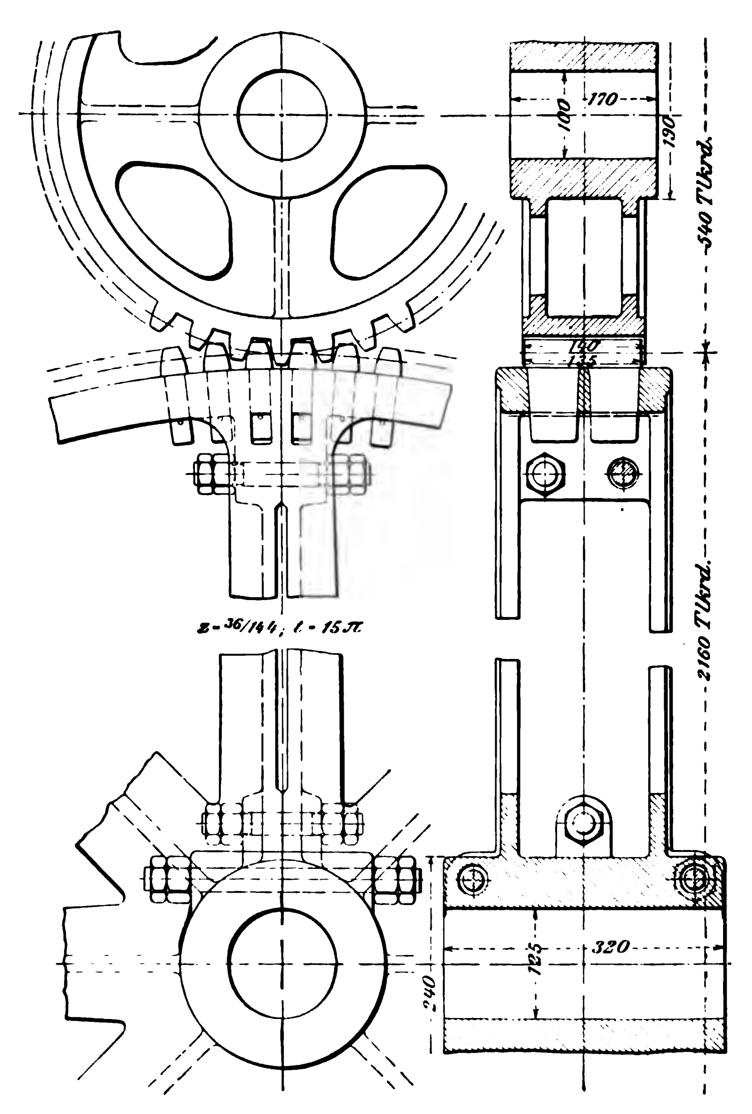



Fig. 74.

118 Kämme von je 280 mm Breite, 925 und 2950 mm Teilkreisdurchmesser) ist das Rad in einem Stück gegossen und dann gesprengt. Die beiden Hälften sind durch 12 Schraubenbolzen miteinander verbunden.

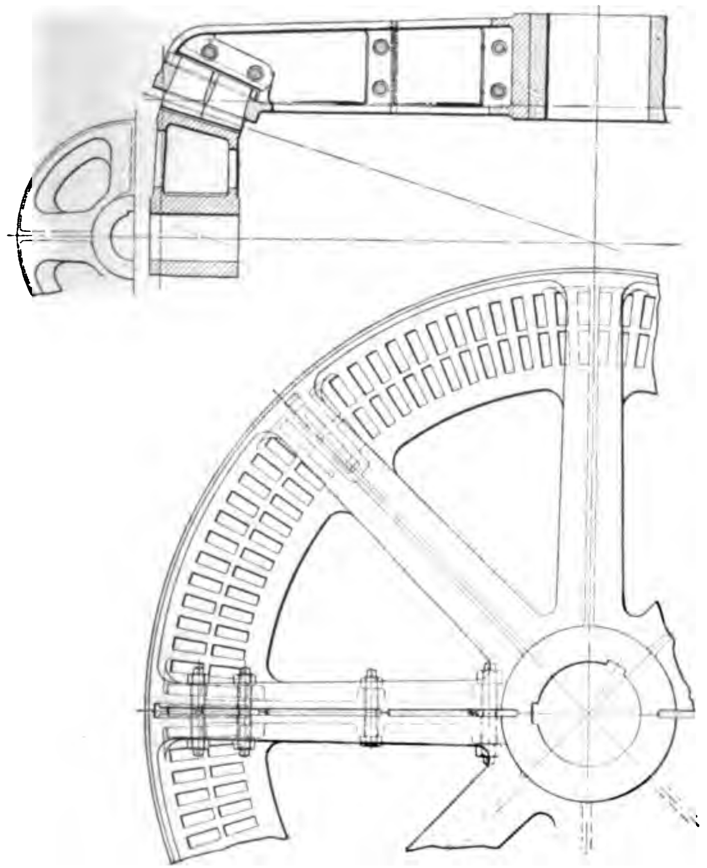


Fig. 75.

Die H. Michaelis in Chemnitz unter D.R.P. Nr. 44543 geschützte sogenannte Compound-Verzahnung ist eine Verbindung des Eisenzahnes mit dem Holzkamme; sie beseitigt das Ganggeräusch der reinen Eisenverzahnung und die geringe Festigkeit der reinen Holzverzahnung ohne Hinzufügung neuer Teile. Zufolge der getroffenen

Anordnung (Fig. 76) ist der Holzkamm auf seiner Gesamtdruckfläche vom Eisenzahn unterstützt und damit gegen Federung gesichert. Der-

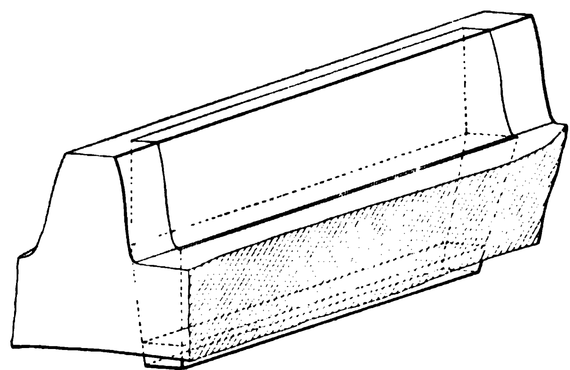


Fig. 76.

artige Compoundräder haben sich für große Umfangsgeschwindigkeiten und große Zahndrücke als dauerhaft bewährt.

(Hierzu die Tabellen S. 114 u. 115.)

## b) Stirnräder mit schrägen Zähnen.

Derartige Räder mit schraubenförmig auf dem Grundcylinder sitzenden Zähnen zeichnen sich durch große Widerstandsfähigkeit und durch Ruhe des Ganges aus.

Fig. 77 zeigt die Konstruktion der einfach schrägen Zähne eines Stirnrades. Man entwirft zunächst die Zahnform (Evolvente), wie unter a) für Stirnräder mit geraden Zähnen angegeben, und trifft dann Entscheidung über den Winkel $\gamma$, der den Teilkreisbogen $r\gamma$ bestimmt, um welchen die Zahnquerschnitte an den beiden Stirnflächen des Rades gegeneinander versetzt erscheinen. Dieser Teilkreisbogen $r\gamma = t_0$ wird als Sprung der Zähne bezeichnet. Demselben entspricht auf der Teilkreis-Cylinderfläche vom Halbmesser $r$ eine Schraubenlinie, die auf der Strecke $t_0$ um $b$ steigt, also einen Steigungswinkel besitzt, dessen Größe sich aus

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b}{t_0} = \frac{b}{r\gamma}$$

ergibt.

Bedeutet $P$ die Umfangskraft in der Mittelebene des Rades, so erhöht sich dieselbe wegen der um den Winkel $\gamma$ schräg gestellten Zähne auf $\frac{P}{\cos\gamma}$. Dabei bleibt der Reibungsbetrag an den Zahnflanken derselbe, so daß an Stelle der bekannten Formel für den verhältnismäßigen Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit (S. 91) hier zu setzen ist

$$\mathfrak{V} = \frac{\pi\mu}{\cos\gamma}\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\frac{\tau}{2}.$$

Außer dieser Zahnreibung treten noch infolge des von der Schrägstellung der Zähne herrührenden seitlichen Druckes Kraftverluste (Lagerreibungen etc.) auf. Um diese möglichst gering zu erhalten, nehmen Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau in der Regel $t_0 = 0{,}06\,b$, so dafs $\beta \sim 86^0\,30'$. Fr. Stolzenberg & Co. in Reinickendorf bei Berlin empfehlen, diesen Winkel $70^0$ bis $80^0$ zu wählen!

Der seitliche Druck läßt sich vermeiden, wenn man die Zähne in der Mittelebene des Rades bricht, d. h. von hier aus nach beiden Seiten

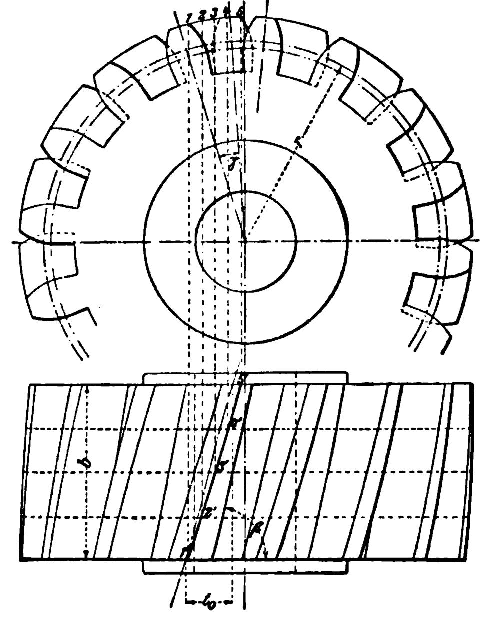


Fig. 77.

in entgegengesetzter Richtung schraubenförmig verlaufen läßt. Derartige Räder mit doppelt schrägen Zähnen werden auch Räder mit Winkelzähnen oder Pfeilräder genannt.

Bei der Konstruktion dieser Räder kann in gleicher Weise wie vordem verfahren werden.

Unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen ergibt sich der Steigungswinkel $\beta$ (Fig. 78, S. 116) aus

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{0{,}5\,b}{t_0} = \frac{1}{2}\,\frac{b}{r\gamma}.$$

Räder mit Winkelzähnen können vor- und rückwärts arbeiten; sie werden jedoch, wenn die Drehung nur nach einer Seite nötig ist, am besten so eingebaut, daß die Spitze des Zahnes voreilt. Hierbei sind

## Satzräder und Gewichtstabelle von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau.

Gewicht $G = z(\alpha + \beta b) - \gamma$ kg.

| Teilung $t$ | $D$ = Teilkreisdurchmesser $z$ = Zähnezahl $\frac{D}{z}$ | $\frac{z}{D}$ | Kopfhöhe | Fußhöhe | Zahnbreite $b$ = | | Blockräder | 4 Arme | | | | 6 Arme | | | | 8 Arme | | | | 10 Arme | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | $2{,}5\,t$ | $3\,t$ | Zähnezahl $z$ = | Zähnezahl $z$ = | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ | Zähnezahl $z$ = | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ | Zähnezahl $z$ = | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ | Zähnezahl $z$ = | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ |
| mm | $D$ in mm | $D$ in m | mm | mm | mm | mm | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | 4,775 | 209,4 | 5 | 6 | 37 | 45 | 20—40 | 41—90 | 0,03 | . | 0,3 | 91—150 | 0,04 | . | 0,5 | 151—300 | 0,05 | . | 1,1 | . | 0,07 | . | 1,3 |
| 20 | 6,366 | 157,1 | 6 | 8 | 50 | 60 | 14—34 | 35 95 | 0,08 | . | 0,8 | 96—155 | 0,10 | . | 1,3 | 156—300 | 0,13 | . | 2,3 | . | 0,15 | . | 3,4 |
| 25 | 7,958 | 125,7 | 8 | 10 | 60 | 75 | 11—31 | 32—80 | 0,15 | 0,01 | 1,5 | 81—160 | 0,20 | 0,01 | 3,2 | 161—300 | 0,25 | 0,01 | 4,9 | . | 0,30 | 0,01 | 6,5 |
| 30 | 9,549 | 104,7 | 10 | 12 | 75 | 90 | 11—25 | 26—72 | 0,25 | 0,01 | 2,7 | 73—143 | 0,34 | 0,01 | 5,2 | 144—248 | 0,43 | 0,01 | 8,5 | 249—300 | 0,51 | 0,01 | 11,1 |
| 35 | 11,140 | 89,8 | 11 | 14 | 85 | 105 | 11—24 | 25- 68 | 0,40 | 0,01 | 4,3 | 69—133 | 0,54 | 0,01 | 8,0 | 134—220 | 0,68 | 0,01 | 12,6 | 221—300 | 0,81 | 0,01 | 17,2 |
| 40 | 12,732 | 78,5 | 12 | 16 | 100 | 120 | 11—23 | 24—64 | 0,60 | 0,01 | 5,5 | 65—124 | 0,81 | 0,01 | 12,7 | 125—205 | 1,01 | 0,02 | 19,9 | 206—300 | 1,21 | 0,02 | 26,2 |
| 45 | 14,324 | 69,8 | 14 | 18 | 110 | 135 | 11—22 | 23—60 | 0,86 | 0,02 | 8,1 | 61—117 | 1,15 | 0,02 | 17,5 | 118—193 | 1,44 | 0,02 | 28,0 | 194—300 | 1,73 | 0,02 | 37,3 |
| 50 | 15,916 | 62,8 | 16 | 20 | 125 | 150 | 11—21 | 22—58 | 1,18 | 0,02 | 11,5 | 59—111 | 1,58 | 0,02 | 24,7 | 112—184 | 1,98 | 0,03 | 38,0 | 185—300 | 2,38 | 0,03 | 51,2 |
| 55 | 17,507 | 57,1 | 17 | 23 | 140 | 165 | 11—20 | 21—55 | 1,56 | 0,02 | 15,6 | 56—105 | 2,10 | 0,03 | 33,3 | 106—176 | 2,63 | 0,03 | 51,0 | 177—300 | 3,16 | 0,03 | 67,4 |
| 60 | 19,099 | 52,4 | 19 | 25 | 150 | 180 | 11—19 | 20—52 | 2,03 | 0,03 | 20,5 | 53—101 | 2,72 | 0,03 | 42,0 | 102—168 | 3,41 | 0,04 | 65,5 | 169—285 | 4,10 | 0,04 | 88,8 |
| 65 | 20,690 | 48,3 | 21 | 27 | 160 | 195 | 11—18 | 19—45 | 2,58 | 0,03 | 24,8 | 46—98 | 3,46 | 0,04 | 54,1 | 99—161 | 4,34 | 0,04 | 83,4 | 162—265 | 5,22 | 0,05 | 112,7 |
| 70 | 22,282 | 45,0 | 22 | 29 | 175 | 210 | 11—17 | 18—44 | 3,22 | 0,04 | 31,4 | 45—93 | 4,32 | 0,05 | 68,1 | 94—154 | 5,42 | 0,05 | 104,1 | 155—245 | 6,52 | 0,05 | 141,4 |
| 75 | 23,873 | 41,9 | 24 | 31 | 190 | 225 | 11—16 | 17—44 | 3,97 | 0,05 | 39,3 | 45—91 | 5,32 | 0,05 | 83,7 | 92—149 | 6,67 | 0,06 | 128,3 | 150—230 | 8,02 | 0,06 | 172,7 |
| 80 | 25,465 | 39,3 | 25 | 33 | 200 | 240 | 11—16 | 17—43 | 4,81 | 0,05 | 46,2 | 44—87 | 6,42 | 0,06 | 102,0 | 88—145 | 8,09 | 0,07 | 155,8 | 146—216 | 9,73 | 0,07 | 209,6 |
| 85 | 27,056 | 37,0 | 27 | 35 | 210 | 255 | 11—15 | 16—43 | 5,77 | 0,06 | 56,2 | 44—84 | 7,74 | 0,07 | 122,2 | 85—140 | 9,70 | 0,07 | 186,1 | 141—200 | 11,67 | 0,08 | 252,0 |
| 90 | 28,648 | 34,9 | 29 | 37 | 230 | 270 | 11—15 | 16 42 | 6,85 | 0,07 | 67,6 | 43—83 | 9,19 | 0,07 | 144,9 | 88—133 | 11,52 | 0,08 | 222,3 | 137—190 | 13,85 | 0,09 | 299,7 |
| 95 | 30,239 | 33,1 | 31 | 39 | 240 | 285 | 11—14 | 15—41 | 8,06 | 0,07 | 77,8 | 42—82 | 10,80 | 0,08 | 170,4 | 83—136 | 13,55 | 0,09 | 260,6 | 134—180 | 16,29 | 0,10 | 353,2 |
| 100 | 31,831 | 31,4 | 32 | 42 | 250 | 300 | 11—14 | 15—40 | 9,40 | 0,08 | 92,0 | 41—80 | 12,60 | 0,09 | 198,0 | 81—130 | 15,80 | 0,10 | 304,0 | 131—172 | 19,00 | 0,11 | 410,0 |

Die Gewichtstabelle gibt die annähernden Gewichte der gußeisernen Stirnräder von gewöhnlicher Konstruktion mit geraden Zähnen. Holzkammräder, Schraubenräder und Stirnräder mit Winkelzähnen (Pfeilräder) wiegen annähernd so viel wie Stirnräder mit Eisenzähnen gleicher Teilung, Zähnezahl und Breite.

Kegelräder wiegen ~ 0,9 mal so viel wie Stirnräder. Das Gewicht der Stahlgußräder ist etwa um 13 % größer als das der gußeisernen Räder gleicher Abmessung.

**Stirnräder mit gefrästen Zähnen**
**von Friedrich Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf.**

| Modul $m$ | †1 | †1,25 | †1,5 | †1,75 | †2 * | †2,25 | †2,5 * | 2,75 | †3 * | 3,25 | †3,5 * | 3,75 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Teilung $= \pi m$ in mm | 3,14 | 3,93 | 4,71 | 5,50 | 6,28 | 7,07 | 7,85 | 8,64 | 9,42 | 10,21 | 11,00 | 11,78 |
| Zahnlänge $l$ in mm | 2,17 | 2,71 | 3,25 | 3,79 | 4,33 | 4,87 | 5,42 | 5,96 | 6,50 | 7,04 | 7,58 | 8,13 |
| **Modul $m$** | †4 * | 4,25 | †4,5 * | 4,75 | †5 * | 5,25 | †5,5 * | 5,75 | †6 * | 6,25 | †6,5 * | †7 * |
| Teilung $= \pi m$ in mm | 12,57 | 13,35 | 14,14 | 14,92 | 15,71 | 16,49 | 17,28 | 18,06 | 18,85 | 19,64 | 20,42 | 21,99 |
| Zahnlänge $l$ in mm | 8,67 | 9,21 | 9,75 | 10,29 | 10,83 | 11,38 | 11,92 | 12,46 | 13,00 | 13,54 | 14,08 | 15,17 |
| **Modul $m$** | 7,5 * | †8 * | †9 * | †10 * | †11 * | †12 * | †13 * | †14 * | †15 * | 16 | 17 | 18 |
| Teilung $= \pi m$ in mm | 23,56 | 25,13 | 28,27 | 31,42 | 34,56 | 37,70 | 40,84 | 43,98 | 47,12 | 50,27 | 53,41 | 56,55 |
| Zahnlänge $l$ in mm | 16,25 | 17,32 | 19,50 | 21,67 | 23,83 | 26,00 | 28,17 | 30,33 | 32,50 | 34,67 | 36,83 | 39,00 |
| **Modul $m$** | 19 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 | 38 | 40 |
| Teilung $= \pi m$ in mm | 59,69 | 62,83 | 69,12 | 75,40 | 81,68 | 87,97 | 94,25 | 100,53 | 106,81 | 113,10 | 119,38 | 125,66 |
| Zahnlänge $l$ in mm | 41,17 | 43,33 | 47,67 | 52,00 | 56,33 | 60,67 | 65,00 | 69,33 | 73,67 | 78,00 | 82,33 | 86,67 |

Die Zähne der vorstehenden Stirnräder sind nach der gewöhnlichen Evolventenverzahnung ausgeführt. Die Zahnstärke beträgt $0{,}5\,t$. Der Zahnkopf ist $m = t : \pi$ mm hoch. Teilkreisdurchmesser $2r = z\,m$ in mm.

Zahnstangen werden nur in den mit *, Stirnräder mit Innenzähnen nur in den mit † bezeichneten Teilungen geliefert.

die Zähne widerstandsfähiger als bei der entgegengesetzten Drehrichtung. Muß das Rad abwechselnd nach beiden Richtungen umlaufen, dann empfiehlt es sich, durch Anordnung von Seitenscheiben die Zähne an den Stirnflächen zu verstärken. Derartige Seitenscheiben hat das in Fig. 79 dargestellte Stirnräderpaar mit Winkelzähnen der Firma Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau. Die Teilung beträgt 100,8 mm, der Teilkreisdurchmesser 1669,5 bezw. 4430,5 mm, die Zähnezahl 52 bezw. 138, die Zahnbreite 350 mm. Beide Räder sind in je einem Stück gegossen, dann gesprengt und die zusammengehörigen Hälften durch Schraubenbolzen und Schrumpfbänder miteinander verbunden.

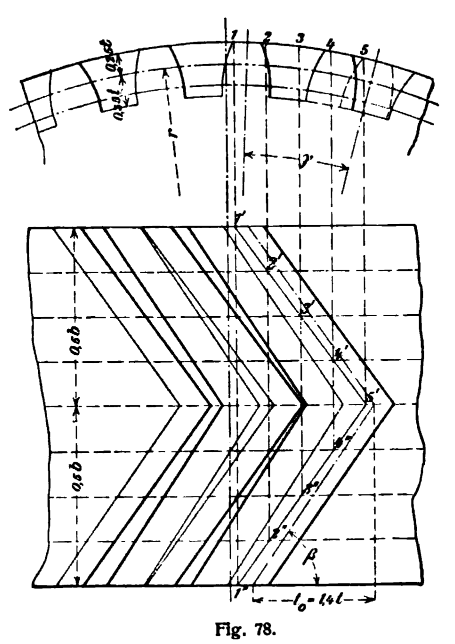


Fig. 78.

Der Winkel, unter dem die Erzeugende bei der Evolventenverzahnung gegen die Centrale geneigt ist, pflegt bei Pfeilrädern zwischen 68° und 72° zu schwanken. Der Zahnfuß findet sich 0,35 $t$ bis höchstens 0,4 $t$, der Zahnkopf 0,25 $t$ bis höchstens 0,3 $t$. Die Zahnstärke im Teilkreise kann gewählt werden $s = 0{,}46\, l$; hieraus ergibt sich für die wirkliche Zahnstärke

$$s_1 = s \sin \beta \sim 0{,}377\, t.$$

Für die Zahnbreite nimmt man $b = 4\, t$, für den Sprung $t_0 = 1{,}4\, t$, entsprechend einem Steigungswinkel $\beta = 55^0$ (Gruson & Co. nehmen als Norm für alle Räder mit Winkelzähnen $t = t_0 = \frac{1}{4} b$, so daß $\beta \sim 63^0\ 25'$).

Bei Kraus- oder Kammwalzen mit wenigen Zähnen findet sich

$$b = 5\, t,\ t_0 = 1{,}75\, t, \text{ demnach } \beta - 55^0.$$

## c) Kegelräder.

Sind in Fig. 80 (S. 118) $m\, a_1$ und $m\, a_2$ die unter dem Winkel $\alpha$ sich schneidenden Achsen zweier miteinander in Eingriff stehender Kegelräder, so erhält man eine zweckmäßige Verzahnung unter Zugrundelegung sogenannter Ergänzungskegel $a_1\, b\, c_1$ und $a_2\, b\, c_2$, deren Erzeugende $a_1\, b$ und $a_2\, b$ senkrecht auf der Erzeugenden $b\, m$ der Grundkegel stehen, durch Abwicklung derselben in der Fig. 80 ersichtlichen

Weise. Die Zähne sind abgestumpfte Pyramiden, deren gemeinschaftliche Spitze in $m$ liegt.

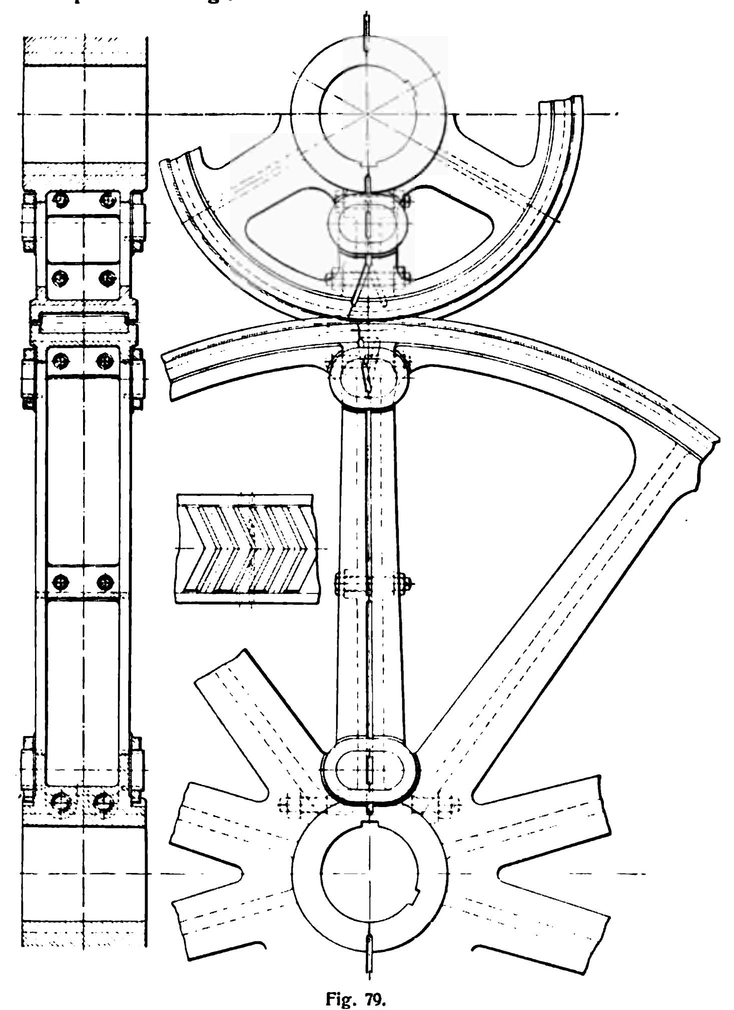


Fig. 79.

Teilung und Zahnstärke werden auf den wirklichen Teilkreisen, unter denen die an den Grundflächen der Grundkegel liegenden Verhältniskreise mit den Halbmessern $r_1$ und $r_2$ zu verstehen sind, die

Zahnlänge in der Richtung $a_1 a_2$, die Zahnbreite in der Richtung $b\,m$ gemessen.

Die Berechnung der Zahnstärke erfolgt für die mittleren Teilkreise mit den Halbmessern $R_1$ und $R_2$ mittelst der Beziehung

$$2\pi R = z\,t.$$

Die Zahnstärke ist in den äußeren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m\,b}{m\,d}$ größer, in den inneren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m\,c}{m\,d}$ kleiner als in der Mitte. Ist der Winkel $\alpha$ ein rechter, so werden die beiden Räder auch Winkelräder genannt.

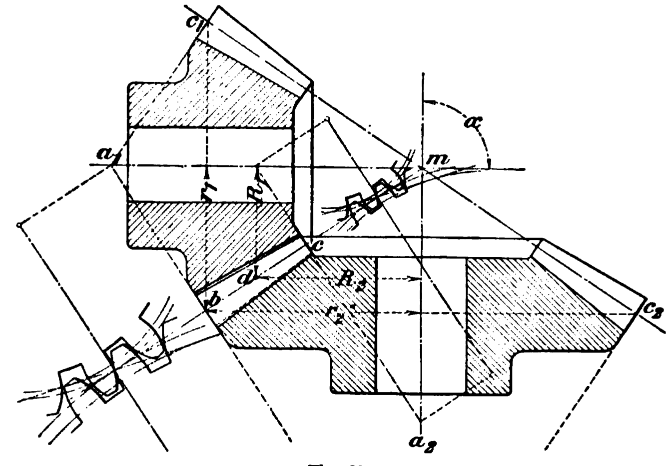



Fig. 80.

Kegelräder sind als Einzelräder mit Cykloiden- oder Evolventenverzahnung zu konstruieren.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zahnreibung beträgt

$$\mathfrak{B} = \pi\mu \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2} + \frac{2\cos\alpha}{z_1 z_2}} \cdot \frac{\tau}{2},$$

unter $\tau$ die Eingriffdauer und unter $\alpha$ den Winkel verstanden, den die Achsen der beiden Räder, deren Zähnezahlen $z_1$ und $z_2$, miteinander bilden.

## d) Zahnräder für sich kreuzende Wellen.

Derartige Räder erhalten als Grundform das Hyperboloid oder den Cylinder.

### 1. Hyperbolische Räder.

Wegen ihrer bedeutenden Arbeitsverluste infolge der in Richtung der Zahnflanken auftretenden Reibung eignen sich die hyperbolischen

Räder weniger zur Übertragung von mechanischer Arbeit als vielmehr zur Fortpflanzung von Bewegung in einzelnen Fällen.

Das hyperbolische Rad besteht wie jedes konische Rad — allerdings nur annäherungsweise, aber für die praktische Ausführung bei einigermaßen hoher Zähnezahl genau genug — aus einem abgestumpften Kegel (in Wirklichkeit aus einem Hyperboloid) als Grundkörper und aus konischen Zähnen, die, anstatt gerade, unter einem gewissen Winkel schief auf dem Mantel des ersteren sitzen.

Zur Anfertigung eines solchen Rades ist demnach nur erforderlich, den konischen Grundkörper, ferner die Form der Zähne und den Winkel, unter dem sie auf dem Mantel aufgesetzt oder herausgeschnitten werden, zu ermitteln.

Teilt man den Winkel $\alpha$ (Fig. 81), unter dem sich zwei im Raume liegende Wellen I und II schneiden, durch eine Linie $op$ derart, daß die von einem ihrer Punkte $k$ auf die Wellenachsen gefällten Lote $k\,l_1 = \rho_1$ und $k\,l_2 = \rho_2$ sich umgekehrt wie die Umdrehungszahlen der miteinander in Eingriff stehenden Räder verhalten, dann ist $op$ die gemeinsame Berührungslinie (Erzeugende) der Hyperboloide

Aus Fig. 81 folgt, wenn $n_1$ und $n_2$ die minutlichen Umdrehungszahlen, $z_1$ und $z_2$ die Zähnezahlen der betreffenden Räder bedeuten,

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

und für die Kehlkreishalbmesser $c\,d = r_1$ und $c\,e = r_2$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2}.$$

Nun ist

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{n_2 \sin \alpha}{n_1 + n_2 \cos \alpha},$$

somit

$$\beta_2 = \alpha - \beta_1,$$

ferner, wenn $a$ die kleinste Entfernung zwischen den beiden Wellen (das Achsenlot) bedeutet,

$$r_1 = a \frac{n_2^2 + n_1 n_2 \cos \alpha}{n_2^2 + 2\, n_1 n_2 \cos \alpha + n_1^2},$$

demnach

$$r_2 = a - r_1.$$

Die Halbmesser $R_1$ und $R_2$ der Verzahnungsmittelkreise der Hyperboloide ergeben sich nach Fig. 82 und 83 als Hypotenusen zu den Katheten $\rho_1$ und $r_1$ bezw. $\rho_2$ und $r_2$ zu

$$R_1 = \sqrt{\rho_1^2 + r_1^2} \text{ bezw. } R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2}.$$

Für die Winkel $\beta_1$ und $\beta_2$ findet sich auch

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{z_1 \sin \alpha}{z_2 + z_1 \cos \alpha} \text{ und } \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{z_2 \sin \alpha}{z_1 + z_2 \cos \alpha}.$$

Wenn $\alpha = 90^{\circ}$, so ist

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \; r_1 = a \frac{n_2^2}{n_1^2 + n_2^2}; \; r_2 = a \frac{n_1^2}{n_1^2 + n_2^2}.$$

Unter Zugrundelegung der vorstehenden Gleichungen lassen sich die Hyperboloide konstruieren.

Die Zahnbreite wird auf der Berührungslinie $o\,p$ (Fig. 81) aufgetragen, womit sich die Projektionsgeraden der äußeren und inneren Hyperboloidkreise für jedes Rad ergeben.

Fig. 83.

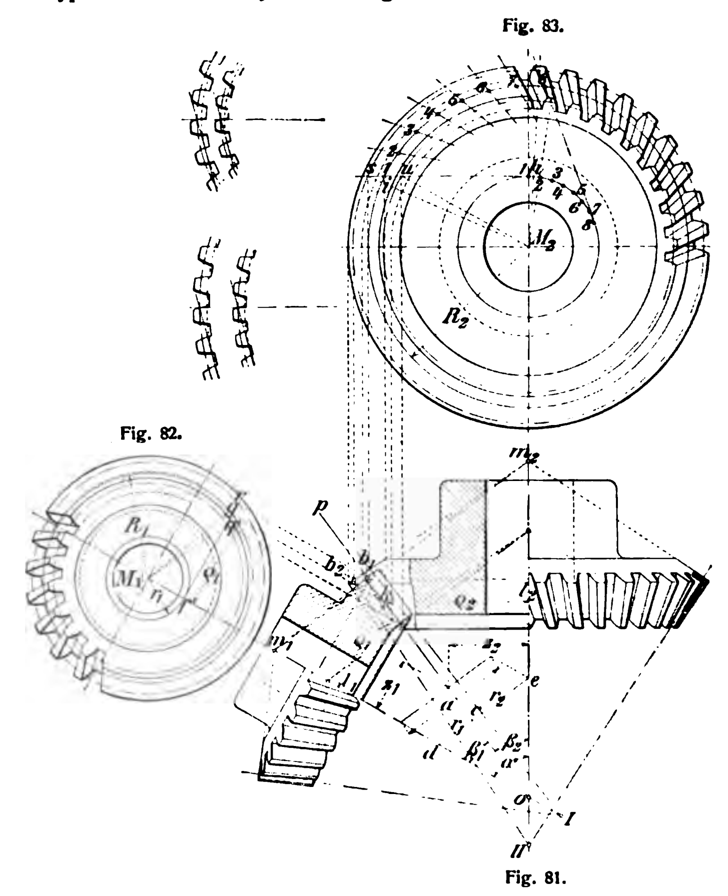


Fig. 82.

Fig. 81.

Für die äußere Verzahnung zieht man dann senkrecht zur gemeinsamen Berührungslinie die Gerade $m_1\,m_2$ und betrachtet $m_1$ und $m_2$ als Spitzen zweier Ergänzungskegel, auf deren abgewickelten Mänteln die Verzahnung wie für Kegelräder mit den Halbmessern $m_1\,b_1$ und $m_2\,b_2$ konstruiert wird. Das gleiche geschieht für die innere Verzahnung.

Rechnungsvorgang. Sind zur Konstruktion zweier hyperbolischer Räder die zu übertragende Kraft $P$, das Achsenlot $a$, die Umdrehungszahlen $n_1$ und $n_2$ und der Winkel $\alpha$ gegeben, unter dem sich die beiden Achsen der Räder kreuzen, so bestimmt man zunächst aus

$$P = c\,b\,t_1 = c\,\psi\,t_1^2 \text{ (Gl. 10, S. 102)}$$

die mittlere Teilung $t_1$ des einen Rades. Nun wählt man die Zähnezahlen $z_1$ und $z_2$ und berechnet den mittleren Halbmesser $R_1$ des Hyperboloides aus der Beziehung

$$2\,R_1\,\pi = z_1\,t_1.$$

Hierauf verschafft man sich mit Hilfe von $a$ in der aus Fig. 81 ersichtlichen Weise die Kehlkreishalbmesser $r_1$ und $r_2$ der beiden Hyperboloide und findet dann

$$\rho_1 = \sqrt{R_1^2 - r_1^2};$$

$\rho_2$ erhält man aus der Gleichung

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{z_1}{z_2} \text{ zu } \rho_2 = \frac{z_2}{z_1}\,\rho_1, \text{ somit}$$

$$R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2} \text{ und } t_2 = \frac{2\,R_2\,\pi}{z_2}.$$

Bei der Aufzeichnung der Räder verfährt man in folgender Weise: Nach Berechnung von $t_1$ und $R_1$ und Ermittlung von $r_1$ und $r_2$ schlägt man mit $R_1$ und $r_1$ Kreise um $M_1$ und errichtet in $f$ das Lot zu I, so daß $fg = \rho_1$ wird. Hierauf zieht man durch $g$ eine Parallele zu I, die $op$ in $k$ schneidet, und fällt von $k$ auf I und II die Lote $k\,l_1$ und $k\,l_2$. Schlägt man nun um $M_2$ den Kreis mit $r_2$, errichtet in $h$ das Lot zu II und zieht durch $k$ die Parallele zu II, die das Lot in $i$ schneidet, so ist $M_2\,i = R_2$.

Trägt man auf $op$ von $k$ nach beiden Seiten die halbe Zahnbreite auf und zieht durch die so erhaltenen Punkte Parallelen zu I und II, die $fg$ bezw. $hi$ in $q$ und $r$ bezw. in $s$ und $u$ treffen, so sind $M_1\,q$ und $M_1\,r$ bezw. $M_2\,s$ und $M_2\,u$ die äußeren und inneren Teilkreishalbmesser der beiden Räder.

## 2. Schraube (Schnecke) und Schraubenrad.

Ist in Fig. 84 $m_1\,m_2$ die eine, $n_1\,n_2$ die andere der beiden sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, so muß bei einer Drehbewegung der ersteren, welche die Schraube trägt, der mit eingreifendem Muttergewinde versehene Radkörper sich um seine Achse $n_1\,n_2$ drehen. Schneidet man das Rad in seiner Mittelebene senkrecht zur Achse, so bietet das Getriebe in seinen Eingriffverhältnissen das Bild einer Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade. Es läßt sich hiernach die Verzahnung für die Mittelebene des Rades aufzeichnen und daraus das Gangprofil der Schraube bestimmen. In der Regel werden die Zahnprofile als Evolventen ausgeführt.

Das Gangprofil der Schraube ist für die ganze Länge derselben unveränderlich. Bei dem Schraubenrade ist dieses bezüglich der Zahnform zumeist nicht der Fall. Für untergeordnete Zwecke — mäßige Geschwindigkeiten, kleinen Zahndruck etc. — kommen Schraubenräder mit im Steigungswinkel der Schneckengänge schrägstehenden geraden

Zähnen zur Anwendung (Fig. 85), deren Anlage an die Schneckengänge aber nur gering ist. Erst bei fortschreitender Abnutzung der Zähne im Betriebe bilden sich größere Anlageflächen. Anstatt schrägstehend

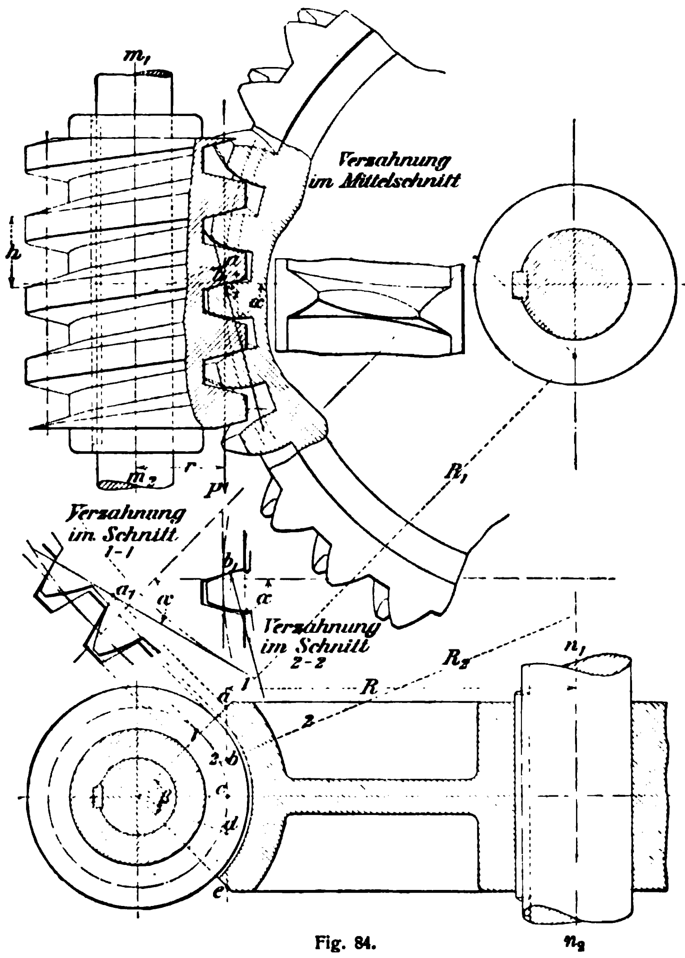



Fig. 84.

gerade können die Zähne auch schraubenförmig gewunden auf dem Grundcylinder der Räder sitzen.

In bei weitem ausgedehnterem Maße kommen im Maschinenbau Schneckenräder mit k o n k a v e n Zähnen (Fig. 86) zur Anwendung. Bei

diesen können Zahndruck sowohl als die Reibungsarbeit sich über hinlänglich große Anlageflächen verteilen, womit Abnutzungen und über-

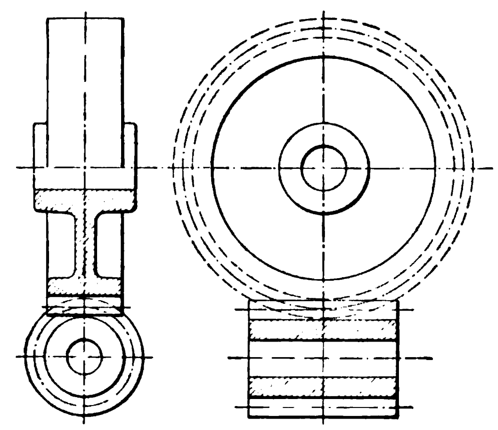


Fig. 85.

mäßige Erwärmungen nach Möglichkeit vermieden werden. Für sorgfältige Ausführungen sind derartige Schraubenräder mittelst kegelförmiger,

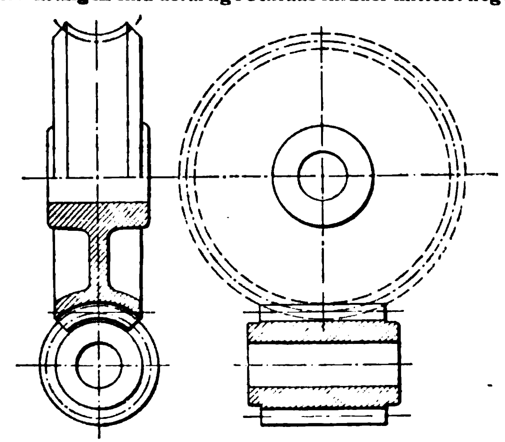


Fig. 86.

hinterdrehter Fräser zu verzahnen, deren Gewindeprofil demjenigen der Arbeitsschnecke für das Rad entspricht. Für gegossene Schneckenräder muß der Herstellung des Modelles eine möglichst genaue Aufzeichnung der Verzahnung vorausgehen (s. Fig. 84).

Begnügt man sich mit der Aufzeichnung von drei Zahnprofilen — entsprechend einem mittleren Schnitt und zwei radial gegen die Schraubenachse gerichteten Schnitten 1 — 1 und 2 — 2 —, so sind *a*, *b* und *c* die der Zahnkonstruktion zu Grunde zu legenden Teilkreispunkte. Dieselben fallen im Querschnitte des Rades in eine zur Achse desselben parallele Linie, deren Abstand von der letzteren mit $R$ bezeichnet ist. (Die den Teilkreispunkten *e* und *d* dieser Linie entsprechenden Zahnprofile sind denjenigen der Punkte *a* und *b* kongruent.)

Die Verzahnung im Mittelschnitt ist nach Obigem zu konstruieren wie für eine Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade vom Halbmesser $R$. Für Evolventenverzahnung ist durch den Punkt $c_1$ die Eingrifflinie unter dem Winkel $\alpha$ (gewöhnlich $= 75^0$) zu legen und diese von dem sie berührenden Grundkreise abzuwickeln.

Als Halbmesser für die Teilkreispunkte *a* und *b* nimmt man die Seiten $R_1$ und $R_2$ der die schrägen Radbegrenzungen berührenden Kegel und verfährt in gleicher Weise.

Den Centriwinkel $\beta$ pflegt man etwa $90^0$ zu nehmen. Die Zahnbreite, gemessen als Bogen am Fuße der Radzahnflanke im Querschnitte des Zahnkranzes, kann 2,5 $t$ gewählt werden.

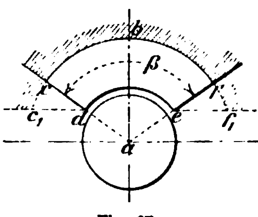


Fig. 87.

Um eine noch ausgedehntere Flächenberührung zwischen dem Schneckengewinde und den Radzahnflanken zu gewinnen, empfiehlt Stribeck, bei stark belasteten Schraubengetrieben den Centriwinkel $\beta$ möglichst groß zu machen und ferner das innerhalb desselben liegende sog. Zahnfeld $b\,c\,d\,e\,f$ (Fig. 87) weiter bis auf die Umgrenzung $b\,c_1\,d\,e\,f_1$ auszudehnen. In diesem Falle endigen die Zähne auf beiden Seiten in einer Cylinderfläche.

Nach den von Ernst angestellten eingehenden Untersuchungen über die Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe etc. ist der Centriwinkel $\beta$ so reichlich, als es die Rücksicht auf die Vermeidung zu spitzer Zahnformen in den Schnitten fordert, die durch die Punkte *d* und *e* bestimmt sind, zu wählen. Die Begrenzung der Zahnköpfe nach $d\,c_1$ und $e\,f_1$ vergrößert das sog. Eingrifffeld[1]) des Zahnes und der Schraube etwas, aber meist nicht erheblich. Für wichtigere Schraubengetriebe ist nach dem von Stribeck und Ernst angegebenen Verfahren mindestens das Eingrifffeld der Schraube im Grundriß und das des Radzahnes im Aufriß zu zeichnen. Der Grundriß des Schraubeneingrifffeldes gibt Aufschluß über die erforderliche Ausführungslänge der Schraube.

Im allgemeinen liefern nach Ernst Evolventenschnecken bei 0,25 $t$ Kopfhöhe für Räder mit mindestens 28 Zähnen günstige Eingrifffelder für Gewindesteigungen bis zu $18^0$ im Teilkreis und gestatten die Ausnutzung des größeren Wirkungsgrades der steilgängigen Schnecken ohne erhebliche Zunahme der spezifischen Pressung im Vergleich mit Schnecken von geringerer Steigung.

[1]) Hinsichtlich des Begriffes „Eingrifffeld" ist auf die bezüglichen Berichte von R. Stribeck und Ad. Ernst in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 936 bezw. 1900, S. 1229, zu verweisen.

In der zur Berechnung der Zähne allgemein benutzten Gleichung 10 (S. 102)

$$P = c\,b\,t$$

für den Zahndruck $P$, die Teilung $t$ und die Bogenlänge $b$ des Zahnes sinkt der zulässige Wert von $c$, der die spezifische Pressung zum Ausdruck bringt, innerhalb der vorstehenden Grenzen nur wenig mit zunehmender Schneckensteigung.

Man nimmt

$c =$ 18 bis 28 kg/qcm, wenn nur die Festigkeit in Betracht kommt;
$c =$ 8 bis 12 kg/qcm, je nach der Umdrehungszahl der Schnecke und unter der Voraussetzung ausreichender Schmierung, wenn die Abnutzung maßgebend ist.

Größere Steigungswinkel als 18° führen ebenso wie kleine Radzähnezahlen unter 28 schnell zu einer Abnahme des Eingrifffeldes und gestatten nach Maßgabe der Feldverkleinerung in der vorstehenden Gleichung für $P$ nur entsprechend kleinere Werte von $c$, wenn die Lebensdauer des Getriebes bei häufiger Benutzung nicht darunter leiden soll.

Bezeichnet

$P$ den Zahndruck des Schraubenrades in kg, am Hebelarm $R$ wirkend (s. Fig. 84),
$r$ den mittleren Schraubenhalbmesser in cm,
$h$ die Ganghöhe der Schraube (für die eingängige Schraube $h = t$, für die $m$-gängige Schraube $h = m\,t$) in cm,
$\mu$ den Reibungskoeffizienten (bei guter Ölung $\sim 0{,}1$),

so ist das zum Drehen der Schraube (Schneckenwelle) erforderliche Moment nach Gl. 6, S. 72 (mit einem Zuschlag von 10% für die Reibung in den Lagern der Schraube) in cmkg

$$M_d = 1{,}1\,P\,r\,\frac{h + 2\,r\,\pi\,\mu}{2\,r\,\pi - h\,\mu}.$$

Das **Übersetzungsverhältnis** beträgt bei eingängiger Schraube und $z$ Zähnen des Schraubenrades $1:z$, bei $m$-gängiger Schraube $m:z$.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch **Zahnreibung** kann gesetzt werden

$$\mathfrak{V} = \frac{\pi\,\mu}{z}\cdot\frac{\tau}{2},$$

worin $\tau$ die Eingriffdauer bedeutet.

Soll die Anordnung selbsthemmend sein, so ist (vergl. S. 72)

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\,r\,\pi} = \frac{1}{10}$$

zu nehmen.

Sind Erschütterungen zu befürchten, z. B. bei Fahrstühlen, so muß für die Selbsthemmung $\operatorname{tg}\alpha$ noch geringer gewählt werden, — bis auf $\frac{1}{12}$ herab; der Wirkungsgrad sinkt hierbei auf $\eta \gtrless 0{,}4$.

In Bezug auf den letzteren gestalten sich die Verhältnisse bei Schrauben mit größerer Steigung günstiger als bei solchen von zwei- oder mehrfacher Gangzahl (vergl. „Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse" von E. Becker).

Das beste Material für Schneckentriebe ist harte Phosphorbronze für das Rad und Stahl für die Schnecke; dann folgt Gußeisen für Rad und Stahl oder Gußeisen für die Schnecke. Stahlguß für Rad und Schnecke ist nur bei kleinen Geschwindigkeiten zulässig. Bei großen Geschwindigkeiten und Dauerbetrieb (Elektromotorenantrieb) empfiehlt es sich, Rad und Schnecke mit gefrästen Zähnen bezw. geschnittenem Gewinde zu versehen.

Schraube und Schraubenrad bilden ein Getriebe, welches in der Neuzeit für starke Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen, insbesondere zur Minderung der hohen Geschwindigkeiten der Elektromotoren beim Antriebe von Hebemaschinen, Drehscheiben, Werkzeugmaschinen etc., vielfache Anwendung findet.

Fig. 88 zeigt ein Schneckengetriebe von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf, wie es für Kraftübertragungen von 0,5 bis 25 PS geliefert wird.

Die Schraubenwelle läuft in mit Ringschmierung ausgestatteten Lagern aus Phosphorbronze, die aus geschmiedetem Siemens-Martinstahl gefertigte Schraube selbst in einem Ölbade. Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck wird behufs Verminderung der Reibungswiderstände auf Kugelbundringe übertragen, die, je nachdem das Getriebe in Rechts- oder Linkslauf oder umsteuerbar in beiden Richtungen zu arbeiten hat, auf einer oder an beiden Seiten angeordnet werden.

Jeder Kugelbundring besteht aus zwei ringförmigen, miteinander verschraubten Scheiben mit zwischenliegenden Kugeln, die in Rinnen glasharter Stahlplatten laufen; da die Kugeln mit den Scheiben ein Ganzes bilden, sind sie gegen Zerstreuen gesichert und bequem in die Laufbahn einzubringen. Jedes Kugellager ist für sich mit einem Ölbehälter ausgestattet, aus dem der Kugelhalterring das Schmiermaterial den Kugeln und den Laufbahnen zuführt. Zur Aufnahme des Achsialdruckes der Schraubenradwelle sind Laufringe aus gehärtetem Stahl vorgesehen. Das Schraubenrad ist aus Phosphorbronze hergestellt.

Behufs Nachstellung der Kugellager bei eintretender Abnutzung ist die Schraubenwelle je mit einem Gewinde versehen, über welches eine mittelst Druckschraube und Klemmplatte gesicherte Mutter greift.

Das Fig. 88 ersichtliche Getriebe dient zur Übertragung von 5 PS mit 800 minutlichen Umdrehungen. Die Schraube hat dreifaches Rechtsgewinde, 103,68 mm Steigung und 87 mm Teilkreisdurchmesser, das Schraubenrad 30 Zähne, 34,56 mm (11 $\pi$) Teilung und 330 mm Teilkreisdurchmesser. Zur Aufnahme von Kupplungen, Rädern etc. sind die Enden der Schrauben- und Schraubenradwelle mit Keilen versehen.

Ein Schneckengetriebe mit Ringschmierung und Kugellager zur Übertragung von 10 PS mit 1200 minutlichen Umdrehungen nach Ausführung von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau zeigt Fig. 89. Die für Rechts- und Linksgang der Schraubenwelle erforderlichen beiden Kugellager sind nachstellbar auf der einen Seite des Gehäuses angeordnet, während die andere Seite desselben durch einen mit Stopfbüchse versehenen Deckel geschlossen ist. Die aus gehärtetem Stahl bestehende Schraube hat vierfaches Rechtsgewinde, 100,4 mm Steigung und 65 mm Teilkreisdurchmesser, der aus Bronze gefertigte, auf dem zweiteiligen Radkörper befestigte Kranz 72 Zähne, 25,1 mm (8 $\pi$) Teilung und 576 mm Teilkreisdurchmesser.

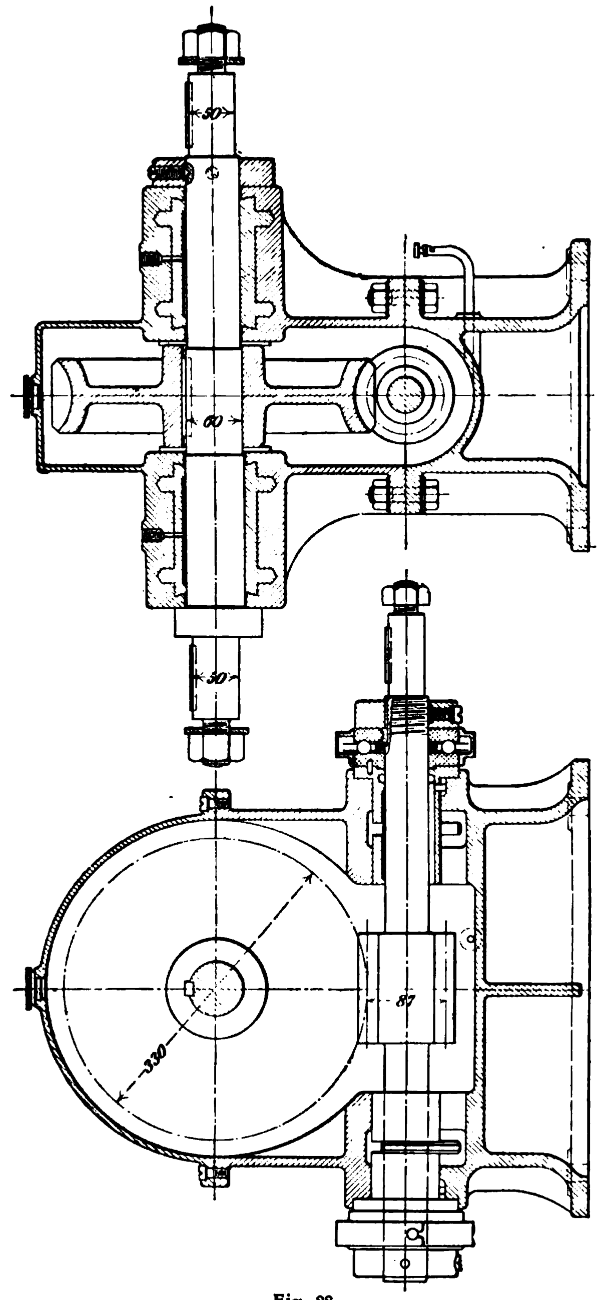



Fig. 88.

Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck kommt in Wegfall, wenn durch Einschaltung eines zweiten Schneckengetriebes ein entsprechender Gegendruck erzeugt wird.

Bei der Fig. 90 ersichtlichen Abbildung eines solchen Triebwerkes für kleinere Kräfte von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf, sind auf der Antriebwelle *a* zwei in Teilung, Steigung und Durchmesser gleiche Schrauben $a_1$, $a_2$, die eine rechts-, die andere linksgängig, angeordnet, die mit zwei cylindrischen Schrauben-

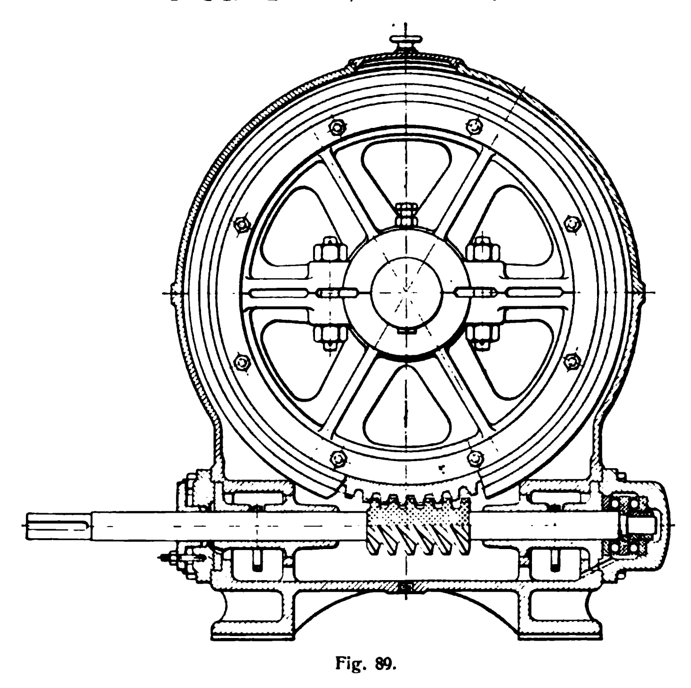


Fig. 89.

rädern $b_1$, $b_2$ mit geraden Zähnen in Eingriff stehen. Letztere greifen ebenfalls unmittelbar ineinander. Die Abmessungen des auf der getriebenen Welle sitzenden Rades sind dem Übersetzungsverhältnis entsprechend zu wählen; das Gegenrad kann eine beliebige Anzahl von Zähnen erhalten. Da bei dieser Teilung und Kupplung die beiden Räder mit ihren Schnecken nur je die Hälfte der Belastung eines unter gleichen Umständen arbeitenden einfachen Schneckengetriebes erhalten und die in Richtung der Schneckenwelle wirkenden Achsialdrucke sich gegenseitig aufheben, werden die Reibungsverluste erheblich vermindert.

Das Fig. 90 ersichtliche Triebwerk hat eingängige Schnecken von 9,452 mm Steigung und 36 mm Teilkreisdurchmesser; die Räder haben 54 bezw. 27 Zähne.

Für größere Kräfte kommen Schraubenräder mit konkaven Zähnen zur Anwendung, die je inmitten eines Stirnräderpaares angeordnet sind. Durch Ineinandergreifen der letzteren werden die in der Schraubenwelle

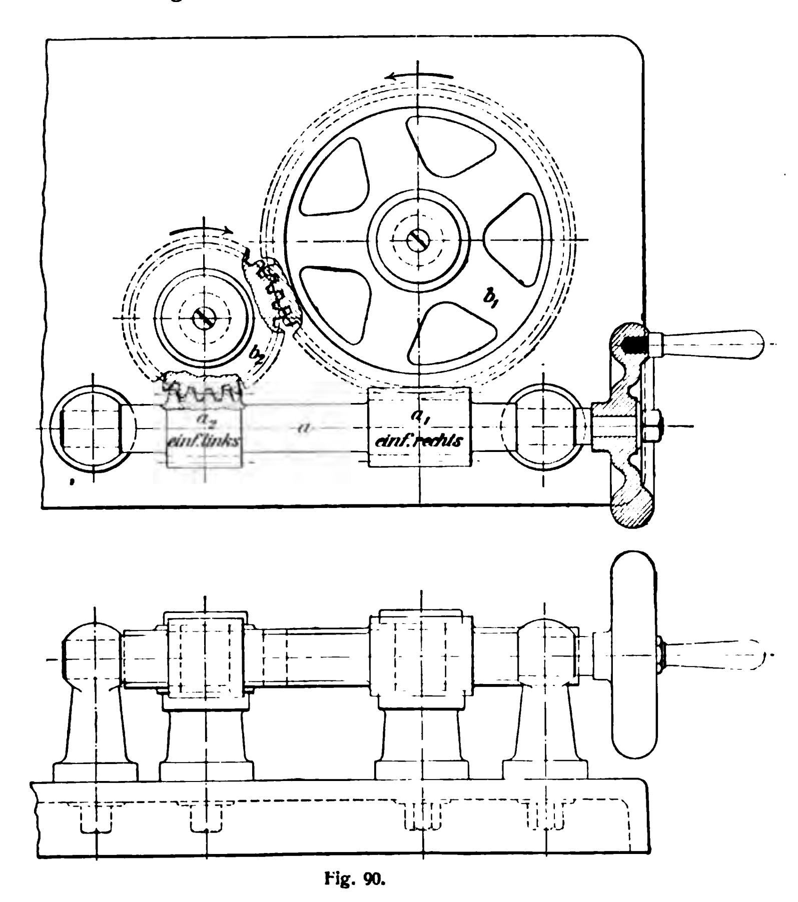



Fig. 90.

wirkenden Achsialdrucke aufgehoben; auch erhalten dieselben ebenfalls nur die Hälfte derjenigen Belastung, die ein einfaches Schneckengetriebe aufzunehmen hat.

Ein neuerdings unter der Bezeichnung „Grissongetriebe“ von der Firma Grisson & Co. in Hamburg ausgeführtes Zahnrädervorgelege für große Übersetzungsverhältnisse bei verhältnismäßig geringen Achsenabständen besteht aus einem auf der Welle *m* (Fig. 91) mittelst Nut

und Feder befestigten Daumenrade und einem auf der Welle *n* festgekeilten Rollenrade *s*. Bei den normalen Ausführungen trägt das Daumenrad auf seiner Nabe zwei um 180° zueinander versetzte, in zwei verschiedenen Ebenen liegende, sichelförmige Zähne (Daumen) *a* und *b*. Das Rollenrad besteht aus drei Kranzscheiben, zwischen denen auf Bolzen drehbar gelagerte Rollen in gleichen Abständen auf

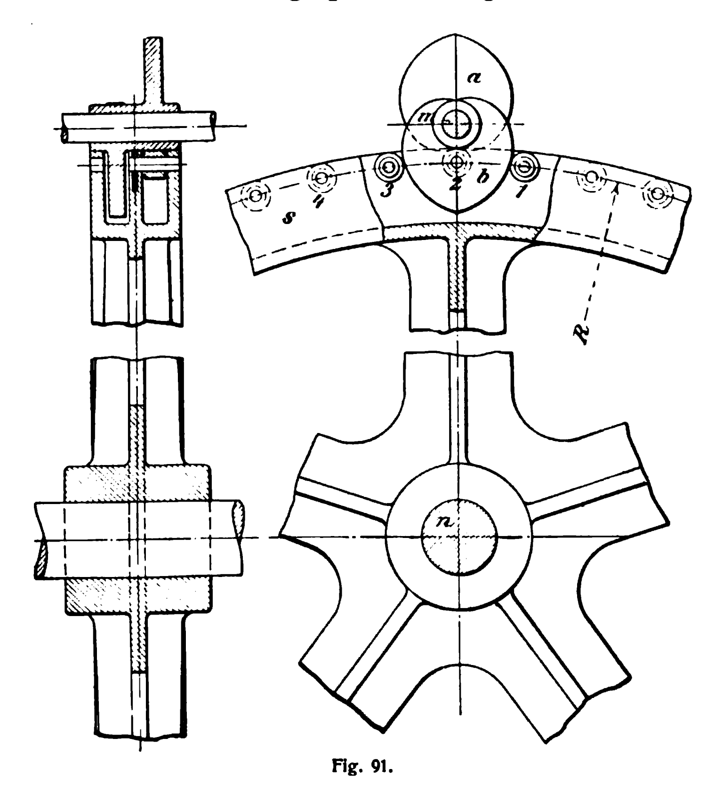



Fig. 91.

dem Kreise vom Durchmesser $2R$ (im vorliegenden Falle = 999 mm) angeordnet sind, und zwar in jeder Ebene 30 unter Versetzung um die halbe Rollenteilung, — entsprechend einem Übersetzungsverhältnis 1 : 30.

Bei Linksdrehung der Welle *m* des aus gehärtetem Stahl gefertigten Daumenrades — entgegengesetzt dem Drehsinne des Uhrzeigers — wirkt der Daumen *b* zunächst auf die Rolle 1, sodann der Daumen *a* auf die Rolle 2; nach weiterer Drehung der Welle *m* kommt der Daumen *b* gegen die Rolle 3 zu liegen u. s. w. Bei einer vollen Umdrehung der Daumenwelle gelangt die Rolle 3 in die Lage der Rolle 1 und die

Rolle 4 in die Lage der Rolle 2; es legt somit ein Punkt des Rollenkreises vom Halbmesser $R$ einen Weg gleich der Rollenteilung zurück.

Die Bolzen sind an einem Ende in der Wandung des Rollenrades durch eine Splintsicherung festgehalten und am Drehen verhindert; die frei drehbaren Rollen sind mit einer Centralschmierung versehen.

In einer von der Erbauerin der Grissongetriebe herausgegebenen Preisliste finden sich Angaben über die Hauptabmessungen derselben für Übersetzungen von 1:5 bis 1:30 und für übertragbare Leistungen von 0,5 bis 150 PS. Die Durchmesser der Daumenwellen schwanken hierbei zwischen 10 und 100 mm, diejenigen der Rollenräder zwischen 110 und 3720 mm, entsprechend Achsenabständen zwischen 66 und 1922 mm.

Das Fig. 99 ersichtliche Getriebe (Übersetzung 1:30) soll eine Leistung bis zu 2 PS übertragen; bei dem Durchmesser der Daumenwelle von 20 mm beträgt der Achsenabstand 527 mm. Die an den Kranzscheiben des Rades drehbar befestigten Rollen haben ebenfalls je 20 mm Durchmesser.

Um den Wirkungsgrad der Grissongetriebe bei verschiedenen Umdrehungszahlen und Belastungen festzustellen, führte E. Roser im Ingenieurlaboratorium der technischen Hochschule in Stuttgart bezügliche Versuche aus[1]).

Es zeigte sich, daß der Wirkungsgrad bei gleichbleibender Umdrehungszahl mit zunehmender Belastung bis zu einer gewissen Grenze hin steigt, um dann wieder abzunehmen, derselbe ferner mit der Abnahme der Rollendurchmesser wächst und um so niedriger ausfällt, je höher die Umdrehungszahl der Daumenwelle gewählt wird.

Bei einem Getriebe (Übersetzung 1:20) mit Rollen von je 28 mm Durchmesser ergab sich z. B. bei der ermittelten Bremsleistung von 7,31 PS mit 649 Uml./min. der Wirkungsgrad zu 0,902, bei einer Bremsleistung von 0,86 PS mit 688 Uml./min. ein solcher von 70,9. Das wichtigste Ergebnis der Roserschen Untersuchungen besteht in der durch die Beziehung

$$Pn \leqq c$$

zum Ausdruck gebrachten Feststellung. In dieser Gleichung bedeutet $P$ die zulässige mittlere Daumenkraft, $n$ die zulässige minutliche Umdrehungszahl und $c$ eine Konstante, für welche unter Verhältnissen, die denjenigen bei der angestellten Untersuchung gleichen oder doch angenähert gleichen, ferner je nachdem die Daumen aus schmiedbarem Stahl oder aus Stahlguß hergestellt sind, ein Wert unterhalb 274000 bezw. 314000 liegend einzusetzen ist. (Die vorstehenden Zahlenwerte wurden für mittlere Daumenkräfte $P$ festgestellt, die zur Zeit der Entstehung seitlichen Grates an den Daumen wirksam waren.)

Sofern die mittleren Daumenkräfte $P$ den am Rollenrade wirkenden Umfangskräften $P_1$ proportional gesetzt werden können, gilt auch

$$P_1 n \leqq c_1;$$

hierbei ist $c_1$ in dem Verhältnis kleiner als $c$ einzuführen, in dem $P_1$ sich kleiner als $P$ ergibt.

Fig. 92 zeigt das zu einem Grissongetriebe (Übersetzung 1:25) für eine übertragbare Leistung bis zu 20 PS gehörige zweiteilige

[1]) Vergl. E. Roser, Untersuchung des Grissongetriebes, Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

Rollenrad von 1700 mm äußerem Durchmesser und 140 mm Breite. Der Achsenabstand beträgt 884 mm, der Durchmesser der Daumenwelle und der im Rade drehbar gelagerten Rollen je 50 mm.

Bei dem Grissongetriebe kann die Übersetzung sowohl vom Schnellen ins Langsame wie auch umgekehrt erfolgen. Im ersteren Falle ist das Daumengetriebe z. B. unmittelbar auf der Welle eines Elektromotors, im zweiten Falle das Rollenrad z. B. unmittelbar auf

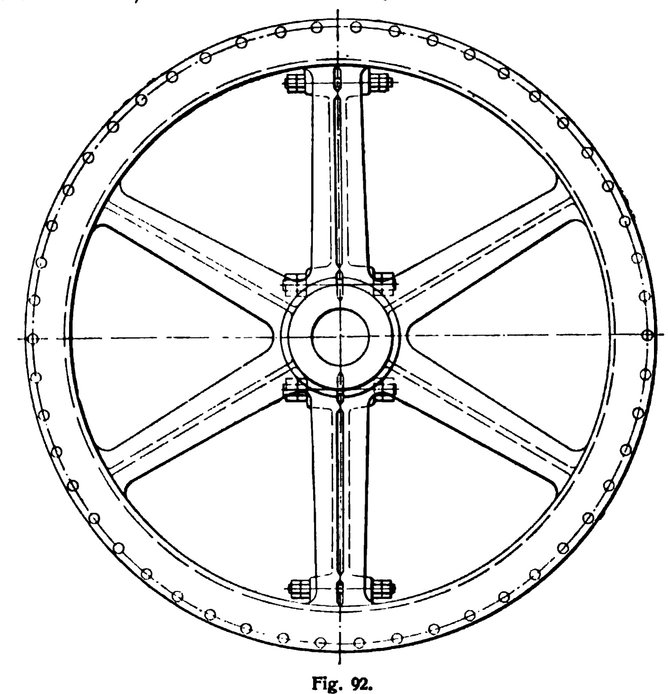


Fig. 92.

einer Wasserradwelle befestigt. Bei großen Geschwindigkeiten ist auf parallele und sichere Lagerung der Achsen besonders zu achten. Behufs hinreichender Schmierung der Getriebe sind dieselben von einem Ölkasten umgeben.

## B. Reibungsräder[1]).

### a) Cylindrische Reibungsräder für parallele Achsen.

Werden zwei mit glatten Umfängen ausgeführte cylindrische Räder (Fig. 93) derart in Berührung gebracht, daß dieselben sich in-

[1]) Vergl. F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., Braunschweig 1882 bis 1889, Fr. Vieweg & Sohn; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 3. Aufl., Berlin 1899, Jul. Springer.

folge der durch den Anpressungsdruck $Q$ hervorgerufenen Reibung $\mu Q$ gegenseitig in Bewegung versetzen, so gilt für die mittelst eines solchen Räder- oder Scheibenpaares übertragbare Umfangskraft $P$

$$P \lesseqgtr \mu Q.$$

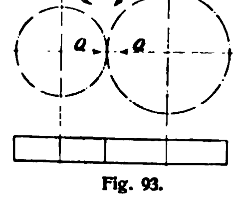


Fig. 93.

Der von dem Material und der Oberflächenbeschaffenheit abhängige Reibungskoeffizient $\mu$ kann gewählt werden

$\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$ bei Gußeisen auf Gußeisen,
$\mu = 0{,}15$ „ $0{,}20$ „ „ „ Papier,
$\mu = 0{,}20$ „ $0{,}30$ „ „ „ Leder,
$\mu = 0{,}20$ „ $0{,}50$ „ „ „ Holz.

Als am zweckmäßigsten hat sich herausgestellt, das treibende Rad mit dem weicheren Besatz zu versehen, damit beim Gleiten während des Antreibens keine Querrillen entstehen.

Die Räder nutzen sich um so schneller ab, je geringer unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite derselben ist.

Nach Reuleaux kann ein sorgfältig abgedrehtes cylindrisches Räderpaar auf den Millimeter Radbreite $^1/_2$ kg Umfangskraft im dauernden Betriebe übertragen, wenn als Besatzmaterial Ahornholz, und $^3/_8$ bis $^1/_4$ kg, wenn Pappel- oder Tannenholz verwendet wird.

Dies gibt für Besatz mit Ahornholz auf Gußeisen

$$b = 2\,P = \frac{150\,N}{v}\ \text{mm},$$

wenn $N$ die Anzahl der zu übertragenden PS und $v$ die Umfangsgeschwindigkeit der Räder in m bedeutet. Für $v$ kann gesetzt werden

$$v = \frac{2\,r\,\pi\,n}{60 \cdot 1000}$$

($n$ = minutliche Umdrehungszahl des treibenden Rades vom Halbmesser $r$ in mm).

Hieraus folgt

$$b = \frac{1\,432\,395}{r}\,\frac{N}{n}\ \text{mm},$$

demnach

$$r = \frac{1\,432\,395}{b}\,\frac{N}{n}\ \text{mm}.$$

Es soll ferner die Umfangskraft auf den Millimeter Radbreite höchstens betragen

bei Gußeisen auf Gußeisen $p = \frac{P}{b} = 2$ bis $3$ kg,
„ Leder „ „ $p = 0{,}15$ bis $0{,}25$ kg,
„ Papier „ „ $p = 0{,}15$ kg.

Die Reibungsräder mit cylindrischem Umfange liefern nur eine geringe Kraftübertragung bei verhältnismäßig großem Anpressungsdruck. Bei größeren Kraftübertragungen verwendet man sogenannte Keilräder, deren Kranzprofile keilförmig ineinander greifen (Fig. 94).

Bezeichnet

$N$ die normale Pressung der Keilflächen jeder Seite,

$2\alpha$ den Keilnutenwinkel,

dann ist

$$P \gtreqless 2 \mu N.$$

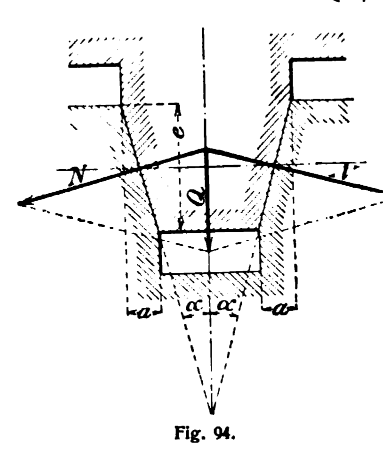



Fig. 94.

Zur Bestimmung von $N$ ist zu beachten, daß die nutzbar gemachte Umfangskraft $\mu N$ einerseits als Reibungswiderstand auftritt, anderseits sich dem Eindringen der Keile ineinander entgegensetzt, und daß demnach

$$Q = 2 (N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha)$$

und

$$N = \frac{Q}{2 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}.$$

Hieraus folgt

$$P \gtreqless \frac{\mu Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q \mu_1 \quad \mathbf{14}$$

In der Regel wird bei Gußeisen auf Gußeisen $2\alpha = 30^0$ gewählt; damit folgt, sofern $\mu = 0,1$ gesetzt wird,

$$\mu_1 = \frac{0,1}{0,26 + 0,1 \cdot 0,96} = 0,28,$$

demnach

$$P \gtreqless 0,28\, Q$$

und umgekehrt

$$Q \lesseqgtr \sim 3,5\, P.$$

Im Verhältnis $\mu_1 : \mu = 1 : 0,356$ wird der zur Übertragung einer bestimmten Kraft $P$ nötige Anpressungsdruck $Q$ bei Keilrädern geringer ausfallen als bei cylindrischen Reibungsrädern.

Ein Nachteil (u. zw. die Ursache starker Abnutzung und unter Umständen auch zu starker Erwärmung) ist bei Keilrädern, daß nur in einem cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz — dem Berührungspunkte der Teilkreise entsprechend — ein Rollen stattfinden kann. Dieser Fehler wird um so kleiner, je kleiner die Kopflängen $e$ (Fig. 94) der Keile im Verhältnis zu den zugehörigen Radhalbmessern sind. Man nimmt $e = 1,0$ bis $1,2$ cm.

Damit der Flächendruck $k_0 = \frac{Q}{2a}$ auf das Centimeter Länge der gemeinsamen Berührungslinie beider Räder einen zulässigen Betrag nicht überschreitet, macht man die Räder mehrspurig.

Für $z$ Rillen gilt

$$Q \gtreqless 2\, a\, k_0\, z.$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 14 folgt hieraus

$$P \lesseqgtr 2\, a\, k_0\, \mu_1\, z$$

und mit $\alpha = 15^0$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0{,}1$, $e = 1$ cm — folglich $\mu_1 = 0{,}28$ und $a = 1$ tg $15^0 = 0{,}27$

$$Q \gtrless 0{,}54\, k_0\, z \text{ bezw.}$$
$$P \gtrless 0{,}15\, k_0\, z.$$

Für gutes Material und bei sorgfältiger Herstellung der Rillen kann gesetzt werden

$$k_0 = 120 \text{ bis } 150 \text{ kg/qcm.}$$

Mit dem Mittelwert $k_0 = 135$ kg/qcm wird

$$P \gtrless 20\, z.$$

Meist wählt man 3 bis 5 Keilrillen. Den Wirkungsgrad der Keilräder schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0{,}88$ bis $0{,}90$.

## b) Kegelförmige Reibungsräder für sich schneidende Achsen.

Derartige Reibungsräder werden in der Regel mit glatten Umfängen ausgeführt.

Mit Bezug auf Fig. 95 und unter Beibehaltung der bei cylindrischen Reibungsrädern gebrauchten Bezeichnungen gilt auch hier

$$P \gtrless \frac{\mu\, Q}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha},$$

worin $\alpha$ den halben Winkel an der Spitze des kleineren Kegels bedeutet.

Der Winkel $\alpha$ kann jedoch hier nicht beliebig gewählt werden, sondern er ist durch das Übersetzungsverhältnis tg $\alpha = r : R$ gegeben.

Für tg $\alpha = 1 : 4$ oder $\alpha = \sim 14^0$ folgt mit $\mu = 0{,}1$

$$P \gtrless 0{,}3\, Q \text{ und } Q \gtrless 3{,}3\, P$$

und für tg $\alpha = 1 : 6$ oder $\alpha = \sim 10^0$

$$P \gtrless 0{,}36\, Q \text{ und } Q \gtrless 2{,}8\, P.$$

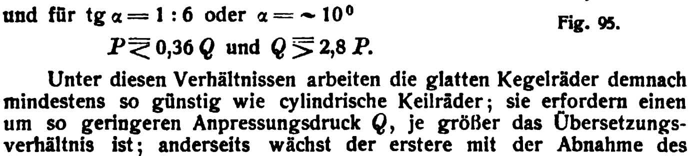


Fig. 95.

Unter diesen Verhältnissen arbeiten die glatten Kegelräder demnach mindestens so günstig wie cylindrische Keilräder; sie erfordern einen um so geringeren Anpressungsdruck $Q$, je größer das Übersetzungsverhältnis ist; anderseits wächst der erstere mit der Abnahme des letzteren.

Für tg $\alpha = 1 : 1$, d. i. $\alpha = 45^0$, sinkt mit $\mu = 0{,}1$ die übertragbare Umfangskraft auf

$$P \gtrless 0{,}14\, Q$$

und hierfür folgt $Q \gtrless 6{,}5\, P$, also unbequem groß.

Den Wirkungsgrad für glatte Kegelrädervorgelege mit der Übersetzung 1 : 4 bis 1 : 6 schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0{,}85$ bis $0{,}92$.

Fig. 96 und 97 zeigen ein größeres und ein kleineres kegelförmiges Reibungsrad mit Holzbesatz, Fig. 98 einen Kegel mit Besatz aus Papier

(Leder), das in Form von Scheiben über die Hülse *a* geschoben, sodann festgepreßt und abgedreht worden ist.

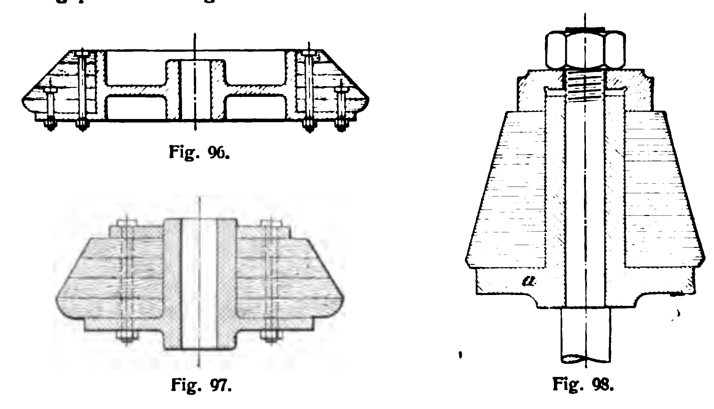



Fig. 96.

Fig. 97.

Fig. 98.

### c) Kegelförmige Reibungstrommeln mit losem Riemenkranz für veränderliche Übersetzung.

Die Einrichtung eines derartigen, von Stevens herrührenden direkt wirkenden Reibungsvorgeleges des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover zur Übertragung von ~ 2 PS bei 200 minutlichen Umdrehungen mittels eines 100 mm breiten Riemens zeigt Fig. 99. Die obere Trommel wird mittels Fest- und Losscheibe (oder auch nur durch eine gewöhnliche Riemenscheibe) angetrieben und überträgt ihre Bewegungen, je nach Stellung des losen Riemenkranzes, mit gleicher oder veränderlicher Geschwindigkeit auf die untere Trommel bezw. auf eine mit ihr auf gemeinsamer Welle sitzende Riemenscheibe. Die zur Bewegungsübertragung erforderliche Anpressung des Riemenkranzes erfolgt durch eine gemeinsame Welle mit Kettenrad und zwei Schnecken, die in Räder auf den Druckspindeln der unteren Trommellager mit Ringschmierung eingreifen. Durch ein Senken dieser Lager kann die Bewegungsübertragung unterbrochen werden. Der Riemenkranz läßt sich je nach der gewünschten Übersetzung durch eine Riementasche, zu deren Führung eine schräg liegende Stange dient, mittels Zugseils verschieben. Die Trommeln haben bei 740 mm Länge Durchmesser von 350 und 100 mm.

Die Stevensschen Reibungstrommeln finden in Nordamerika für Papier- und Spinnmaschinen, für Werkzeugmaschinen, Krane etc. Anwendung.

### d) Besondere Anwendungsarten der Reibungsräder.

Für geringe Umfangskräfte wendet man zuweilen statt der kegelförmigen Reibungsräder ein Räderpaar an, bei dem ein Rad mit balliger Umfläche (sog. Diskusrad) mit einem Kegelrade zusammen arbeitet. Wie Fig. 100 ersichtlich, gewährt diese Anordnung noch den Vorteil,

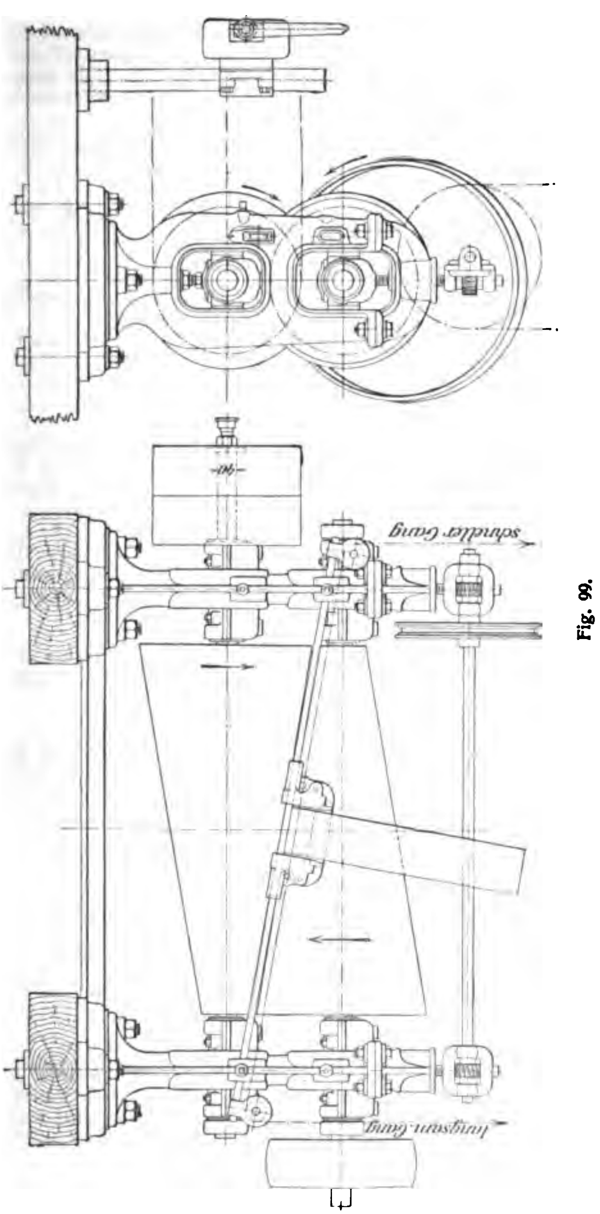



Fig. 99.

daß man durch Verschieben des Diskusrades auf seiner Achse das Übersetzungsverhältnis verändern oder wechseln, das Räderwerk demnach auch als sogenanntes Wechselgetriebe benutzen kann. Die bequemste Form desselben wird erhalten, wenn man den Spitzenwinkel des Kegel-

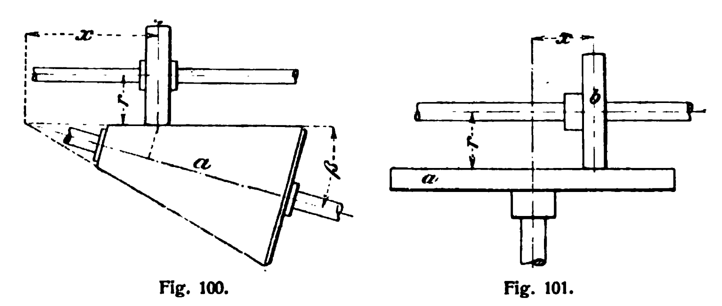



Fig. 100. Fig. 101.

rades $\beta = 180^0$ macht, wodurch dessen Umfläche in einen Plankegel übergeht (Fig. 101). Derartige Getriebe finden bei Leder als Besatzmaterial auf Gußeisen z. B. für elektrische Antriebe von Werkzeugmaschinen häufige Verwendung. Für das Übersetzungsverhältnis ergibt sich, wenn $n$ und $n_1$ die Umdrehungszahlen des Plankegels $a$ bezw. des Diskusrades $b$ bezeichnen und letzteres um die veränderliche Größe $x$ von der Achse des als treibend angenommenen Kegelrades entfernt liegt,

$$\frac{n_1}{n} = \frac{x \sin \beta}{r} \text{ bezw. } \frac{n_1}{n} = \frac{x}{r} \text{ (für } \beta = 180^0\text{).}$$

Ist dagegen das Diskusrad $b$ treibend und das Kegelrad $a$ getrieben, so gilt, sofern nunmehr die Umdrehungszahl $n$ dem Rade $b$ zukommt,

$$\frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x \sin \beta} \text{ bezw. } \frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x} \text{ (für } \beta = 180^0\text{).}$$

Durch feste Vereinigung zweier Planräder auf einer in ihrer Achsenrichtung verschiebbaren Welle und bei entsprechendem Spielraum

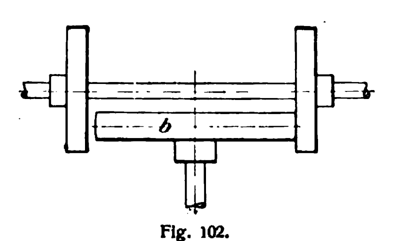



Fig. 102.

zwischen diesen Rädern und einem zugehörigen Diskusrade (Fig. 102) entsteht ein Wendegetriebe, bei dem das getriebene Rad in dem einen oder anderen Sinne eine Drehbewegung erhalten oder auch zum Stillstand gebracht werden kann.

Anwendung finden solche Getriebe z. B. bei Pressen, wo die Welle des getriebenen Diskusrades $b$ als Schraubenspindel ausgebildet ist und die Vorrichtung nicht nur Wende-, sondern auch Wechselgetriebe wird.
(Über Versuche, welche die Elsässische Maschinenbaugesellschaft in Grafenstaden mit einer Anzahl von Reibrädergetrieben anstellte, vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 1362.)

# C. Riemen- und Seilbetrieb.

## a) Spannungsverhältnisse.

Bei größerer Entfernung zweier miteinander zu verbindenden Wellen erfolgt die Bewegungsübertragung mittelbar durch ein geeignetes Zwischenorgan (Riemen, Seil etc.), welches zunächst als ein gewichtsloser, vollkommen biegsamer Faden gedacht sein möge, der um die auf den Wellen befestigten Scheiben oder Rollen geschlungen wird (Fig. 103).

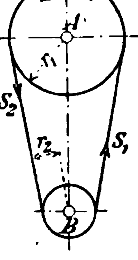


Fig. 103.

Wird der Faden mit einer gleichmäßigen Spannung $S_0$ auf die ruhenden Scheiben gelegt, so ändert sich diese, sobald Bewegung eintreten und ein am Umfange der getriebenen Scheibe $B$ wirkender Widerstand $P$ überwunden werden soll. Bezeichnet $S_1$ die Spannung im ziehenden, $S_2$ diejenige im gezogenen Faden, so muß offenbar $S_1 > S_0$ bezw. $S_2 < S_0$ und für das Gleichgewicht

$$S_1 - S_2 = P$$

sein.

Nach den Gesetzen der Seilreibung auf Rollenumfängen ist

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha},$$

worin $\alpha$ den vom Faden umschlungenen Bogen,
$\mu$ den Reibungskoeffizienten,
$e$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen (s. S. 31)
bedeuten.

Hiermit folgt

$$S_2 (e^{\mu \alpha} - 1) = P$$

und

$$\left. \begin{aligned} S_2 &= P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \\ S_1 &= P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \end{aligned} \right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 15$$

Für das Verhältnis $n$ des vom Faden umspannten Bogens zum ganzen Umfang ist $\alpha = 2 \pi n$.

Aus der umstehenden Tabelle ist $e^{\mu \alpha}$ für verschiedene Werte von $n$ und $\mu$, entsprechend den für Scheibe und Faden verwendeten Materialien etc. zu entnehmen.

Werte von $e^{\mu\alpha}$.

| Verhältnis des umspannten Bogens zum Umfang $\frac{\alpha}{2\pi} = n$ | Lederriemen auf Scheiben aus Holz — Zustand des Riemens: etwas gefettet — $\mu =$ 0,47 | Lederriemen auf Scheiben aus Gußeisen — sehr gefettet — $\mu =$ 0,12 | Lederriemen auf Scheiben aus Gußeisen — etwas gefettet — $\mu =$ 0,28 | Lederriemen auf Scheiben aus Gußeisen — feucht — $\mu =$ 0,38 | Hanfseile auf Eisentrommeln $\mu = 0,25$ | Hanfseile auf Holztrommeln $\mu = 0,4$ | Hanfseile auf rauhem Holz $\mu = 0,5$ | Hanfseile auf poliertem Holz $\mu = 0,33$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,1 | 1,34 | 1,01 | 1,19 | 1,27 | 1,17 | 1,29 | 1,37 | 1,23 |
| 0,2 | 1,81 | 1,16 | 1,42 | 1,61 | 1,37 | 1,65 | 1,87 | 1,51 |
| 0,3 | 2,43 | 1,25 | 1,69 | 2,05 | 1,60 | 2,13 | 2,57 | 1,86 |
| 0,4 | 3,26 | 1,35 | 2,02 | 2,60 | 1,87 | 2,73 | 3,51 | 2,29 |
| 0,425 | 3,51 | 1,38 | 2,11 | 2,76 | 1,95 | 2,91 | 3,80 | 2,41 |
| 0,45 | 3,78 | 1,40 | 2,21 | 2,93 | 2,03 | 3,10 | 4,11 | 2,54 |
| 0,475 | 4,07 | 1,43 | 2,31 | 3,11 | 2,11 | 3,30 | 4,45 | 2,68 |
| 0,5 | 4,38 | 1,46 | 2,41 | 3,30 | 2,19 | 3,51 | 4,81 | 2,82 |
| 0,525 | 4,71 | 1,49 | 2,52 | 3,50 | 2,28 | 3,74 | 5,20 | 2,97 |
| 0,55 | 5,63 | 1,51 | 2,63 | 3,72 | 2,37 | 3,98 | 5,63 | 3,13 |
| 0,6 | 5,88 | 1,57 | 2,81 | 4,19 | 2,57 | 4,52 | 6,59 | 3,47 |
| 0,7 | 7,90 | 1,66 | 3,43 | 5,32 | 3,00 | 5,81 | 9,00 | 4,27 |
| 0,8 | 10,6 | 1,83 | 4,09 | 6,75 | 3,51 | 7,47 | 12,34 | 5,25 |
| 0,9 | 14,3 | 1,97 | 4,87 | 8,57 | 4,11 | 9,60 | 16,90 | 6,46 |
| 1,0 | 19,2 | 2,12 | 5,81 | 10,9 | 4,81 | 12,35 | 23,14 | 7,95 |
| 1,5 | . | . | . | . | 10,55 | 43,38 | 111,16 | 22,42 |
| 2,0 | . | . | . | . | 23,14 | 152,4 | 535,47 | 63,23 |
| 2,5 | . | . | . | . | 50,75 | 535,5 | 2 576,0 | 178,5 |
| 3,0 | . | . | . | . | 111,3 | 1881 | 12 392 | 502,9 |
| 3,5 | . | . | . | . | 244,2 | 6611 | 59 610 | 1418 |

Kann der zur mittelbaren Verbindung zweier Scheiben dienende Faden nicht als gewichtslos angenommen werden, so ist noch die der Reibung desselben auf dem Umfange der Scheiben entgegenwirkende Centrifugalkraft zu berücksichtigen.

Dieselbe beträgt

$$q \frac{v^2}{g},$$

worin $q$ das Gewicht des Fadens in kg/lfd. m,

$v$ die Geschwindigkeit desselben in m/sek.,

$g$ die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek.

Es ist dann unter Berücksichtigung der Centrifugalkraft

$$S_1 = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}$$

und

$$S_2 = P\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}, \quad \ldots\ldots \quad 16$$

demnach

$$P = \left(S_1 - q\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}}.$$

Bezeichnet ferner

$f$ den Querschnitt des Fadens in qcm,

$q_1 = \frac{q}{f}$ das Gewicht eines Fadenprismas von 1 qcm Querschnitt und 1 m Länge,

$\sigma_z = \frac{S_1}{f}$ die von $S_1$ herrührende Normalspannung des Fadens in kg/qcm, unter Voraussetzung gleichmäßiger Kraftverteilung über den Querschnitt,

so ist auch

$$P = \left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}}f,$$

oder

$$P = cf, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 17$$

wenn

$$\left(\sigma_z - q_1\frac{v^2}{g}\right)\frac{e^{\mu\alpha}-1}{e^{\mu\alpha}} = c.$$

Die übertragbare Kraft ist hiernach proportional dem Fadenquerschnitt und dem durch vorstehende Gleichung bestimmten Koeffizienten $c$.

Dieses Ergebnis ist jedoch, wie später erörtert wird, für gewisse Fadenbetriebe unhaltbar.

Der als vollkommen biegsam vorausgesetzte Faden bildet eine Kettenlinie $A_1 M B_1$ (Fig. 104). Wird dieselbe auf ein rechtwinkliges Achsenkreuz bezogen, für welches die $x$-Achse Leitlinie und die $y$-Achse Symmetrieachse ist, und bedeuten

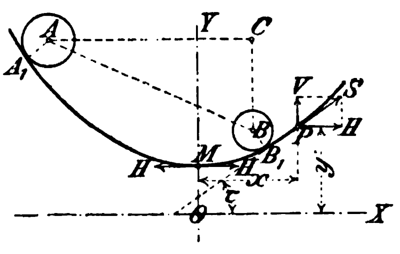


Fig. 104.

$x$, $y$ die Koordinaten des beliebigen Punktes $P$ der Kettenlinie,

$l$ die Länge des Kettenlinienbogens $MP$ in m,

$H$ die wagerecht gerichtete Spannung im Scheitel $M$ in kg,

$S$ die Spannkraft im Punkte $P$ in kg,

$V = ql$ das Gewicht des Seilstückes $MP$ in kg,

$MO = h$ den Parameter der Kettenlinie in m, so ist

$$H = \text{konstant} = hq = S\cos\tau = \frac{V}{\operatorname{tg}\tau} \text{ und } S = yq = \frac{qh}{\cos\tau},$$

d. h. die Spannung in einem beliebigen Punkt $P$ ist gleich dem Gewichte eines Seilstückes, dessen Länge ebenso groß ist wie der Abstand dieses Punktes von der Leitlinie

$$y = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}}\right) \text{ oder } x = h\,ln\left[\frac{l}{h} + \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2}\right] \quad . \; . \; . \quad \mathbf{18}$$

Da in den meisten Fällen die Ablaufwinkel $\tau$ nicht über $10^0$ betragen, weicht die Fadenspannung $S$ nur wenig von ihrer wagerechten Komponente — der Scheitelspannung $H$ — ab; es kann die letztere deshalb annähernd als Fadenspannung genommen werden, d. h.

$$\text{für den ziehenden Faden: } S_1 = \sim H_1 = h_1\,q = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q\frac{v^2}{g},$$

$$\text{für den gezogenen Faden: } S_2 = \sim H_2 = h_2\,q = P\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q\frac{v^2}{g}.$$

Hierdurch sind die Parameter $h_1$ und $h_2$ für die beiden Kettenlinien und daher diese selbst bestimmt.

Es wird nun mit Benutzung der Gl. 18 — indem man zu angenommenen Werten von $x$ die zugehörigen Größen von $y$ berechnet —

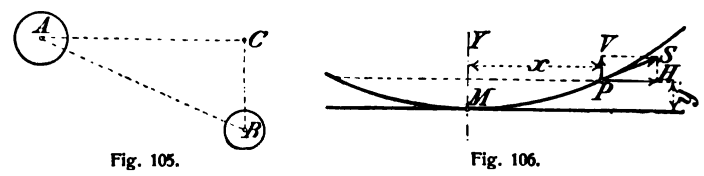



Fig. 105. Fig. 106.

zunächst die eine Kettenlinie, etwa diejenige des ziehenden Fadens, aufgezeichnet und Fig. 105 hergestellt, in der $B\,C$ den Höhenunterschied der beiden Rollenachsen, $A\,C$ deren wagerechte Entfernung bedeutet, so daß also $A\,C$ die Centrale ist. Fig. 105 wird dann auf der gezeichneten Kettenlinie so verschoben, daß diese die beiden Rollen berührt und $A\,C$ wagerecht liegt. Hierauf wird die zweite Kettenlinie des gezogenen Fadens gezeichnet und so gelegt, daß sie die beiden Rollen auf der anderen (oberen) Seite berührt und ihre Leitlinie wagerecht zu liegen kommt.

Bei verhältnismäßig nicht bedeutendem Höhenunterschiede $C\,B$ der beiden Rollenachsen und insbesondere bei wagerechtem Betrieb (Fig. 106) kann anstatt der Kettenlinie die Parabel gesetzt werden. Im letzteren Falle gilt unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen als Momentengleichung in Bezug auf den Aufhängepunkt $P$

$$H\,y = x\,q\,\frac{x}{2},$$

woraus die bekannte Parabelgleichung folgt

$$y = \frac{q}{2\,H}\,x^2.$$

Mit

$$q = q_1\,f \text{ und } S_1 = H = \sigma_z\,f,$$

$$y = \frac{q_1}{2\,\sigma_z}\,x^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{19}$$

Angenähert ist die Länge des Parabelbogens $MP$

$$l = x\left(1 + \frac{2}{3}\frac{y^2}{x^2}\right).$$

Zur Ermittlung der Spannung $S_0$, mit der der Faden auf die Scheiben gelegt werden muß, kann man, wenn der Faden nicht sehr stark durchhängt, setzen

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2}.$$

Hieraus wird mit Rücksicht auf Gl. 16

$$S_0 = \frac{P}{2}\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}.$$

Während des Betriebes verschwindet das Glied $q\frac{v^2}{g}$ für den Achsdruck, so daß dieser bei gleichen Richtungen von $S_1$ und $S_2$ sich ergibt zu

$$2\,S_0' = P\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1},$$

und mit $\mu = 0{,}25$ und $\alpha = 2{,}8$ (für mittlere Verhältnisse) zu

$$2\,S_0' = \sim 3\,P \qquad \textbf{20}$$

Diese Kraft beansprucht die Welle auf Biegung und erzeugt Zapfenreibung. (Bei raschlaufenden Riemen wird $2\,S_0'$ erheblich unter $3\,P$ liegen.)

Nach dem Vorstehenden sind zur Übertragung einer Kraft $P$ die Spannungen $S_1$ und $S_2$ im ziehenden bezw. im gezogenen Faden erforderlich.

Diese Spannungen lassen sich entweder durch das Eigengewicht des nach einer Kettenlinie durchhängenden Fadens, oder durch starke Dehnung des Fadens beim Aufbringen auf die beiden Scheiben — Dehnungsspannung — oder durch eine Spannrolle erzeugen — Belastungsspannung.

Zum Betriebe mit Dehnungs- und Belastungsspannung dienen vorzugsweise Riemen und Seile, mit Ausnahme der Drahtseile, bei denen das Eigengewicht der durchhängenden Seilschlinge die Kraftübertragung ermöglicht.

## b) Riemenbetrieb.

Hier handelt es sich hauptsächlich um Betriebe mit Dehnungsspannung. Man unterscheidet selbstleitende Riementriebe und solche mit Leitrollen. In der Regel ist zu beachten, daß der auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe (Leitrolle) fällt.

Die einfachsten selbstleitenden Riementriebe sind die für parallele Wellen.

Bezeichnet $\alpha$ den Winkel, den die beiden mittleren Scheibenebenen bezw. die Achsen der beiden Wellen einschließen, so liefert $\alpha = 0^0$ den offenen Riemen (Fig. 107), $\alpha = 180^0$ den gekreuzten (ganz geschränkten) Riemen (Fig. 108). Bei dem offenen Riementriebe haben

beide Scheiben gleiche, bei dem gekreuzten Riementriebe dagegen entgegengesetzte Drehrichtung.

Selbstleitende Riementriebe für geschränkte Wellen zeigen Fig. 109 und 110. Beträgt $\alpha = 90^0$ (Fig. 109), so entsteht der halbgeschränkte Riemen (Halbkreuz-Riemen); bei $\alpha = 45^0$ (Fig. 110) findet eine Viertelschränkung des Riemens statt u. s. w. Die Bewegung ist in beiden Fällen nur in einem durch die Pfeile gegebenen Sinne möglich.

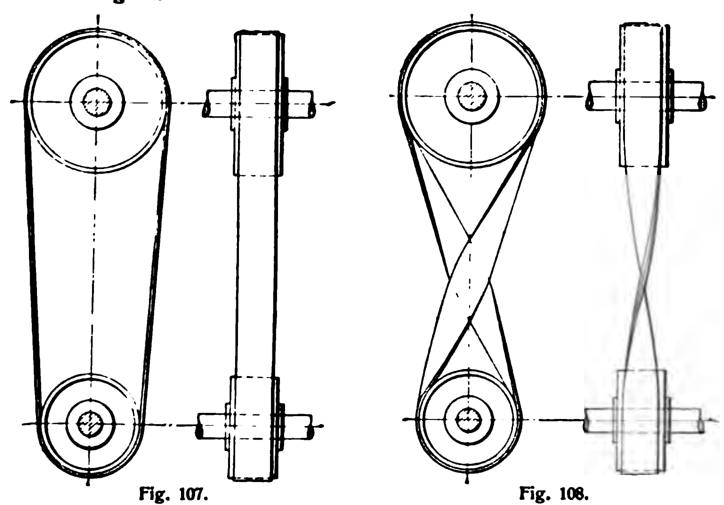


Fig. 107. Fig. 108.

Bei allen geschränkten Riementrieben wird der Riemen durch die Verdrehung an den Ablaufstellen der Scheiben mehr oder weniger angegriffen. Dies findet in erhöhtem Maße statt, wenn der Wellenabstand $e$ nicht reichlich ausfällt. Nach Völkers soll derselbe bei halbgeschränktem Riementrieb

$$e \gtrless 10 \sqrt{b\,D} \text{ m}$$

($b$ = Breite des Riemens, $D$ = Durchmesser der treibenden Scheibe in m), ferner mindestens das Doppelte des Durchmessers der größeren Scheibe betragen.

Nach Gehrckens, dessen Veröffentlichungen über Riemenbetriebe, Leistung der Treibriemen etc. in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (s. d. 1893, S. 15; 1899, S. 1631; 1900, S. 1509) Beachtung verdienen, sollte der Wellenabstand mindestens gleich dem vierfachen Scheibendurchmesser und der zwanzigfachen Riemenbreite sein.

Halbgeschränkte Riemen stellt Gehrckens aus zwei, bei größeren Breiten aus mehreren treppenförmig übereinander gelegten Streifen her (Fig. 109), die im abgerollten Zustande Sichelform zeigen (D.R.P. Nr. 24 382).

Damit soll, da der Scheibenhalbmesser bei $a$ um die Dicke der Unterlage vergrößert wird und der Riemen infolgedessen hier einen

größeren Weg zurücklegen muß, der größte Zug desselben von der Kante ab nach hierher verlegt werden. Gehrckens weicht übrigens, wie Fig. 109 erkennen läßt, von der allgemeinen Regel ab, „daß der

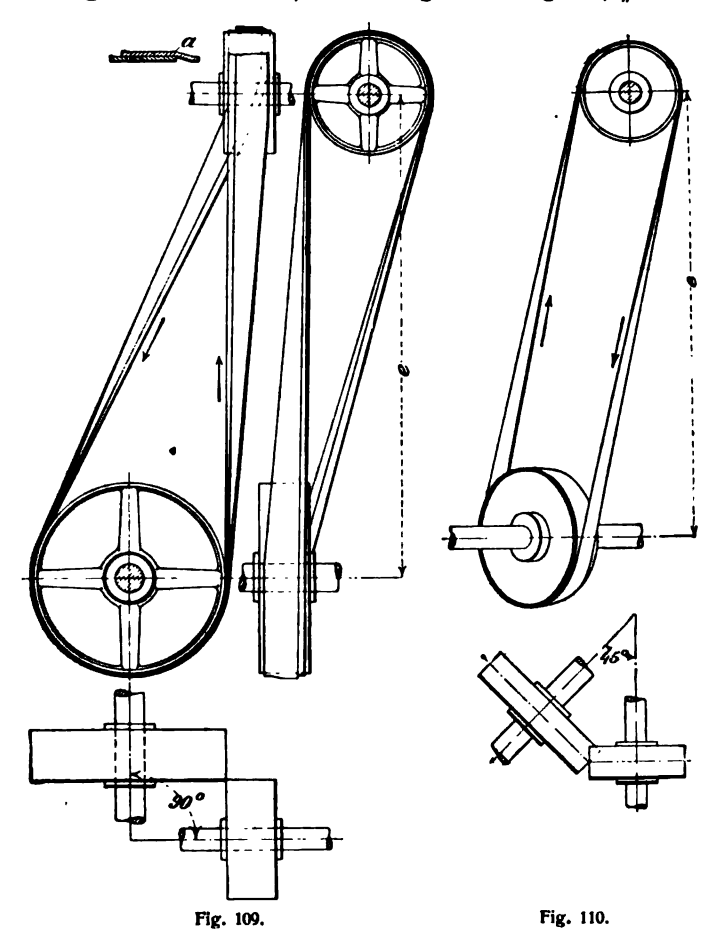



Fig. 109. Fig. 110.

auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe fallen soll“ (vergl. auch Völkers, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1860, S. 115).

Fig. 111 stellt einen Riementrieb mit Leitrollen für parallele Wellen dar; auch hier ist nur Bewegung in einem Sinne möglich.

Die Leitrollen selbst haben entgegengesetzte Drehungsrichtungen, sind aber wegen des Zusammenfallens ihrer geometrischen Achsen leicht aufzustellen.

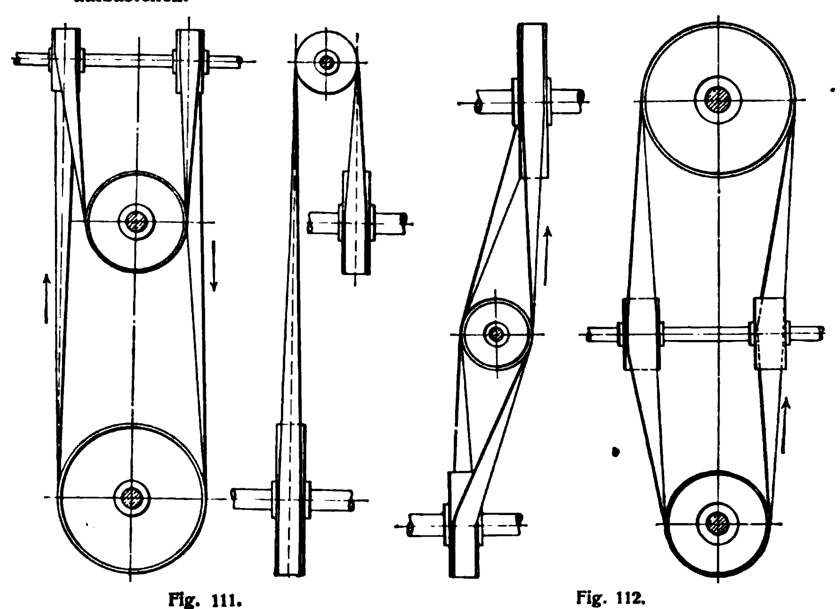


Fig. 111. Fig. 112.

Können die Leitrollen zwischen den Wellen anstatt außerhalb derselben angebracht werden (Fig. 112), so erhalten sie gleichen Drehungssinn.

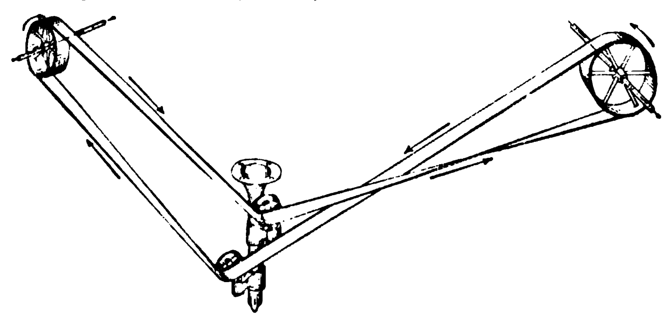


Fig. 113.

Fig. 113 zeigt einen Winkelriementrieb, bei dem der Riemen zugleich gekreuzt ist; die Leitrollen haben wieder entgegengesetzte Drehungsrichtungen.

Gehrckens empfiehlt bei derartigen Trieben den Durchmesser der Leitrollen gleich demjenigen der zugehörigen Riemenscheiben zu wählen, ferner die Leitrolle des losen Riementeiles möglichst breit zu halten.

Die Leitrollenachsen werden in der Regel verstellbar in besonders ausgebildeten Trägern gelagert. Fig. 114 zeigt einen solchen Träger mit Leitrolle nach Ausführung der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

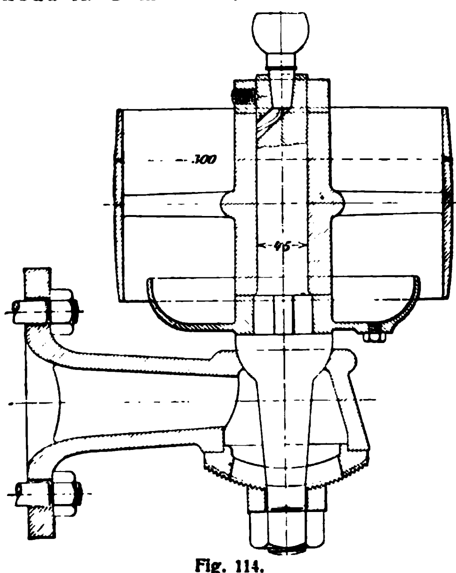



Fig. 114.

Die Träger können an einer Wandplatte (Fig. 115) oder an einer Deckensäule (Fig. 116) auf- und abgeschoben und die mit halbkugelförmigem Zapfen versehenen Rollenachsen um einen Winkel von 30° zur Mittellage nach der einen oder anderen Seite geneigt werden; ihre Feststellung geschieht durch eine Mutter mit geriffelter Unterlegscheibe, die auf einem entsprechend geriffelten, mit Längsschlitz versehenen Deckel aufliegt.

Kegelscheiben-Triebe (Fig. 117 und 118). Dieselben ermöglichen stetig veränderliche Übersetzungsverhältnisse. Damit der Riemen nicht zu stark leidet, soll die Steigung des Kegels nicht mehr als etwa 1 : 10 betragen. Das auflaufende Riemenstück ist zu führen.

Für derartige Triebe verwendet Gehrckens verstärkte Riemen in der Fig. 117 und 118 ersichtlichen Ausführung. Der Wellenabstand soll mindestens das Vierfache des mittleren Scheibendurchmessers und das Zwanzigfache der Riemenbreite betragen.

Die beim Riemenbetrieb hauptsächlich in Betracht kommenden Arbeitsverluste entstehen durch Reibung der Wellenzapfen in ihren Lagern — Kraftverluste — sowie durch Gleiten des Riemens

10*

auf den Scheiben — Geschwindigkeitsverluste. Die durch die Riemensteifigkeit entstehenden geringen Arbeitsverluste können unberücksichtigt bleiben.

Bezeichnet

$2\,S_0' = 3\,P$ den Zapfendruck (Gl. 20 S. 143) in kg,
$r_1$ und $r_2$ die Halbmesser der Zapfen in cm,
$R_1$ und $R_2$ die Halbmesser der Scheiben in cm,
$\mu$ den Reibungskoeffizienten,

dann ist der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zapfenreibung

$$\mathfrak{V}_z = 3\,\mu\left(\frac{r_1}{R_1} + \frac{r_2}{R_2}\right),$$

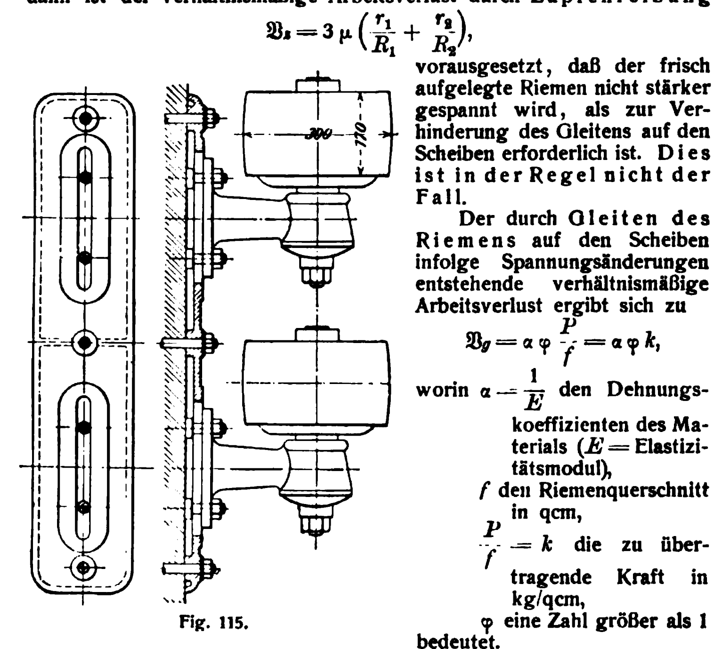


Fig. 115.

vorausgesetzt, daß der frisch aufgelegte Riemen nicht stärker gespannt wird, als zur Verhinderung des Gleitens auf den Scheiben erforderlich ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall.

Der durch Gleiten des Riemens auf den Scheiben infolge Spannungsänderungen entstehende verhältnismäßige Arbeitsverlust ergibt sich zu

$$\mathfrak{V}_g = \alpha\,\varphi\,\frac{P}{f} = \alpha\,\varphi\,k,$$

worin $\alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungskoeffizienten des Materials ($E$ = Elastizitätsmodul),
$f$ den Riemenquerschnitt in qcm,
$\frac{P}{f} = k$ die zu übertragende Kraft in kg/qcm,
$\varphi$ eine Zahl größer als 1

bedeutet.

Dieser Arbeitsverlust beträgt annähernd für neue Lederriemen mit $k = 12$ kg/qcm und $E = 1250$ kg/qcm

$$\mathfrak{V}_g = \frac{12{,}5}{1250}\,2 = 0{,}02, \text{ d. i. } 2\,\%;$$

für gebrauchte Lederriemen mit $k = 10$ kg/qcm und $E = 2250$ kg/qcm

$$\mathfrak{V}_g = \frac{10}{2250}\,2 = \sim 0{,}009, \text{ d. i. } 0{,}9\,\%.$$

Der gesamte Arbeitsverlust eines gut angeordneten Riementriebes kann nach Grove zu etwa 4 % angenommen werden.

Das Übersetzungsverhältnis läßt sich, wenn

$R_1$ den Halbmesser der treibenden Scheibe in cm,
$R_2$ „ „ „ getriebenen „ „ „
$s$ die Riemenstärke in cm

bedeuten, mit Rücksicht auf das Gleiten des Riemens etc. zu

$$\psi \sim \frac{R_1 + {}^1/_3\, s}{R_2 + {}^2/_3\, s}\,(1 - \mathfrak{B}_g)$$

annehmen.

In den meisten Fällen kann hierin $s$ gleich Null gesetzt werden.

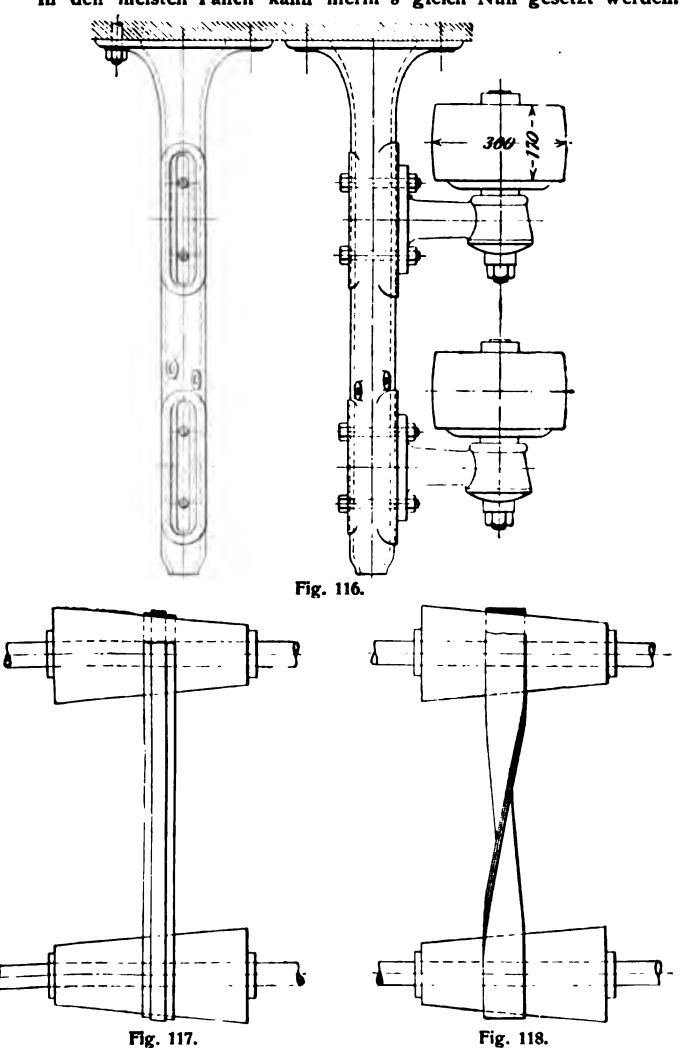



Fig. 116.

Fig. 117.

Fig. 118.

## 1. Berechnung der Riemen.

Bezeichnet

$b$ die Breite des Riemens in cm, } $f = b\,s$ den Riemenquerschnitt
$s$ die Stärke „ „ „ „ } in qcm,
$D$ den Durchmesser der treibenden Scheibe in cm,
$n$ deren minutliche Umdrehungszahl,
$N$ die zu übertragende Leistung in PS,

dann gilt nach Gl. 17 für die zu übertragende Kraft

$$P = c\,f = c\,b\,s.$$

Es ist aber ohne weiteres klar, daß z. B. ein Riemen von $b = 10$ cm und $s = 0{,}8$ cm auf kleinen Scheiben — etwa $D = 20$ cm — nicht die Hälfte von dem leistet, was ein Riemen von $b = 20$ cm und $s = 0{,}4$ cm — also von demselben Querschnitte wie der erstere — übertragen würde.

Die Beanspruchung des Riemens $\sigma_z = \frac{S_1}{f}$ gilt nach dem Vorhergehenden (S. 141) für eine gleichmäßige Verteilung der Spannkraft $S_1$ über den Riemenquerschnitt $f$. Diese Voraussetzung läßt sich beim Riemenbetriebe nicht erfüllen. Die Kraftverteilung ist hier von den jeweiligen Betriebsverhältnissen — dem Scheibendurchmesser, der Größe der Geschwindigkeit, dem Wellenabstande und andern Umständen, die zahlenmäßig bis jetzt noch nicht festliegen — derart abhängig, daß es nicht zutreffend erscheint, die übertragbare Kraft dem Riemenquerschnitte $f$ proportional zu setzen. Auch die Güte des Riemenmaterials mit Rücksicht auf die individuelle Beschaffenheit der Haut, Gerbung derselben etc. ist für die Tragfähigkeit des Riemens von Einfluß.

Aus vorstehenden Gründen empfiehlt C. v. Bach (in Ermangelung umfassender Versuchsergebnisse) für offene Riemen aus gutem Kernleder, die dauernd auf gußeisernen Scheiben laufen, zu setzen:

α) Für langsamen, wagerechten oder auch etwas geneigten Betrieb mit hinreichend großem Wellenabstande $c = 10$, demnach

$$P = 10\,b\,s;$$

hierbei ist vorausgesetzt — die Bezeichnungen s. unter **a)** —

$\alpha \sim 2{,}8$ ($\alpha : 2\pi \sim 0{,}45$), $v \sim 15$ m/sek., $\mu = 0{,}25$, $q_1 = 0{,}11$, $\sigma_z = 20$; ferner $s = 0{,}5$ cm und $D = 50$ cm.

Für große Scheiben ist $c$ entsprechend höher, für kleine Scheiben entsprechend niedriger zu wählen, derart, daß

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| bei $D =$ | 12 | 20 | 50 | 100 | 200 | cm |
| „ $c =$ | 4 | 7 | 10 | 12 | 13 | „ |

gesetzt wird.

β) Für langsamen, senkrechten oder doch sehr steilen Betrieb, ferner für Betrieb wie unter α), jedoch bei geringem Wellenabstande, sind die vorstehenden Zahlen um ungefähr 20% zu vermindern.

γ) Für raschlaufende Riemen, sonst wie unter α), können die Werte für $c$ bis auf ungefähr das Doppelte erhöht werden, etwa derart, daß

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| bei $v =$ | | 3 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| für $D =$ 50 cm | $c =$ | 10 | 14 | 18 | 20 | 20 |
| „ $D =$ 100 „ | $c =$ | 12 | 17 | 22 | 24 | 24 |
| „ $D =$ 200 „ | $c =$ | 13 | 19 | 24 | 26 | 26 |

vird.

Für Doppelriemen von 1 cm Stärke können die obigen Zahlen unter der Voraussetzung, daß $D \gtreqless 100$ cm um ungefähr 50 bis 60 %, bei $D \gtreqless 200$ cm bis zu 70 % und darüber erhöht werden.

Gekreuzte Riemen sind je nach dem Wellenabstande und der Riemenbreite mit einem um 10 bis 30 % geringerem Koeffizienten $c$ zu berechnen, als offene Riemen. Bei schnellem Laufe, sowie bei breiten Riemen ist die Kreuzung unzulässig.

Halbgeschränkte Riemen sind etwas geringer zu belasten als offene Riemen, falls der Wellenabstand nicht sehr reichlich ausfällt.

Bei stark ungleichförmigem Betriebe (Fallhämmer, Sägegatter u. dergl.) ist das durchschnittliche $P$ zu Grunde zu legen und $c$, der Ungleichförmigkeit entsprechend, bis zu 50 % und darüber niedriger zu wählen, als vorstehend angegeben.

Gummi- und Baumwollriemen können in gewöhnlichen Fällen mit $P = 8\,b\,s$ bis $10\,b\,s$ belastet werden.

Die mittels eines einfachen Lederriemens übertragbare Arbeitsstärke in PS ist, wenn $D$ der Scheibendurchmesser in m

$$N = \frac{P\,v}{75} = \frac{c\,b\,s\,D\,\pi\,n}{60\;75},$$

mithin

$$b\,D = \frac{4500}{\pi\,c\,s}\,\frac{N}{n} = \frac{1432{,}4}{c\,s}\,\frac{N}{n}.$$

Wenn möglich, wählt man, behufs Schonung des Riemens, für mittlere Verhältnisse

$$D \gtreqless 100\,s.$$

Gehrkens empfiehlt, unter der Voraussetzung, daß man für die betreffenden Scheibendurchmesser und Geschwindigkeiten ein passendes Leder aussucht

$$N = \frac{p\,b\,v}{75}, \text{ mithin } b = \frac{75\,N}{p\,v},$$

worin $p$ die für das cm Riemenbreite zu übertragende Kraft (abhängig vom Durchmesser $D$ der treibenden Scheibe und von $v$) in kg bedeutet und für günstige Verhältnisse — offener Riemen, hinreichend großer Wellenabstand, stoßfreier Betrieb — aus der folgenden Tabelle zu entnehmen ist[1]).

Die fettgedruckten Werte $p$ dieser Tabelle gelten für Doppelriemen, die übrigen für einfache Riemen.

Werte $p$ in kg/qcm Riemenbreite.

| $D$ | $v$ in m/sek. | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| m | 3 | | 5 | | 10 | | 15 | | 20 | | 25 | |
| 0,100 | 2 | — | 2,5 | — | 3 | — | 3 | — | 3,5 | — | 3,5 | — |
| 0,200 | 3 | — | 4 | — | 5 | — | 5,5 | — | 6 | — | 6,5 | — |
| 0,500 | 5 | **8** | 7 | **9** | 8 | **10** | 9 | **11** | 10 | **12** | 11 | **13** |
| 1,000 | 6 | **10** | 8,5 | **12** | 10 | **14** | 11 | **16** | 12 | **17** | 13 | **18** |
| 2,000 | 7 | **12** | 10 | **15** | 12 | **20** | 13 | **22** | 14 | **24** | 15 | **25** |

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1893, S. 15.

Bei einer Breite von $b = 50$ cm sind Doppelriemen den einfachen Riemen vorzuziehen. Für erstere soll ebenfalls $D \gtreqless 100\,s$ sein, wenn $s$ die gesamte Riemenstärke bedeutet.

Weitere beachtenswerte Winke über die für offene Riemen anzustrebenden Betriebsverhältnisse gibt Gehrckens in einem Flugblatt vom August 1900.

Nach diesem ist als vorteilhaftester Wellenabstand für schmale Riemen ($b \lesseqgtr 10$ cm) $e \sim 5$ m, für breitere Riemen $e \sim 10$ m und darüber zu wählen (über $e = 15$ bis 18 m hinaus geht man nicht). Das Übersetzungsverhältnis soll höchstens 5 : 1 betragen. Bei Übersetzung ins langsamere wählt man (womöglich) für die treibende Scheibe nicht unter 0,5 m, besser nicht unter 1 m Durchmesser; die Riemen sind hierbei nur mit $^1/_2\,p$ bis $^1/_3\,p$ zu belasten. Hierauf ist besonders bei Elektromotoren zu achten.

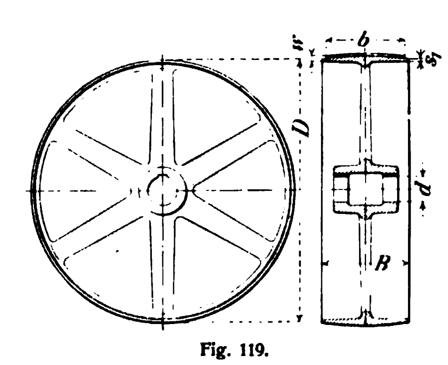



Fig. 119.

## 2. Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben werden zumeist aus Gußeisen, seltener aus Schmiedeeisen oder aus Holz hergestellt.

Die Kranzbreite gußeiserner Scheiben (Fig. 119) kann für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1{,}1\,b + 1{,}0 \text{ cm},$$

für geschränkte oder unruhig laufende Riemen etwa 3 cm mehr betragen.

Für die Randstärke ist

$$s_1 = 0{,}01\,R + 0{,}3 \text{ cm},$$

für die Wölbungshöhe des Kranzes, wenn $w$ und $B$ in mm,

$$w = \frac{1}{4}\sqrt{B} \text{ bis } \frac{1}{3}\sqrt{B}$$

zu nehmen.

Alle treibenden Scheiben, ferner beide Scheiben für gekreuzte und geschränkte Riemen, sowie die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muß, oder auf denen mehrere Riemen nebeneinander laufen, sind nicht gewölbt (ballig), sondern flach, d. h. cylindrisch abzudrehen (vergl. Gehrckens, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 113).

Die Anzahl der Arme, die meist gerade hergestellt werden, kann zu

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D}$$

gewählt werden ($D$ = Scheibendurchmesser in mm).

Der nach dem Kranze zu im Verhältnis von etwa 5 : 4 sich verjüngende Armquerschnitt ist in der Regel eine Ellipse mit dem Achsenverhältnis 1 : 2 bis 1 : 2,5.

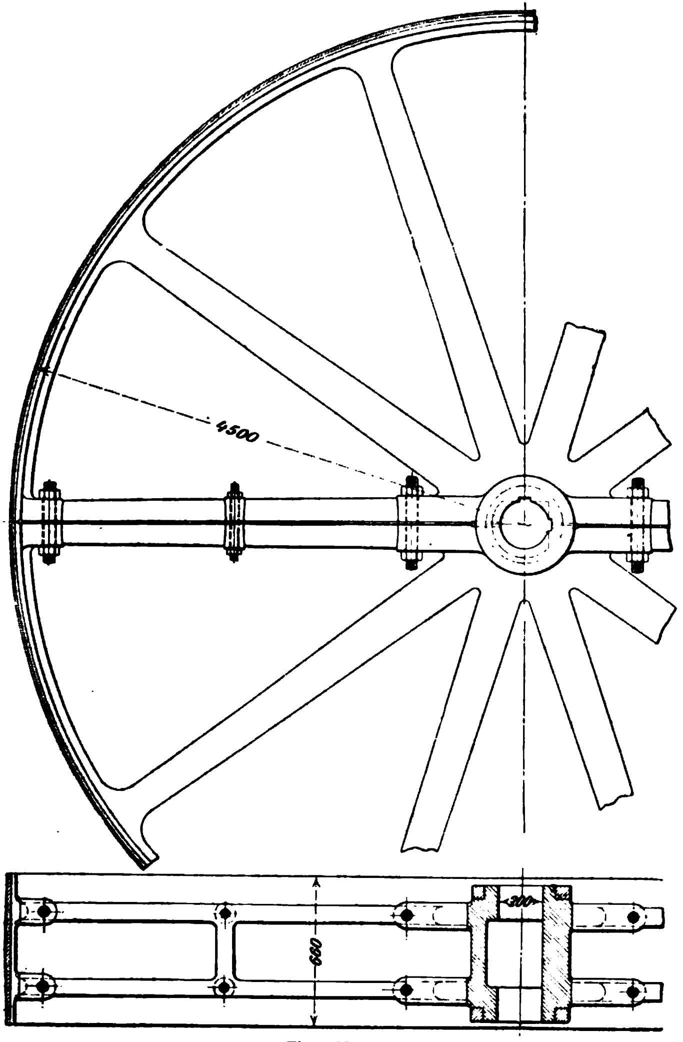



Fig. 120.

Ist bei dem bis zur Wellenachse verlängert gedachten Arme $h$ die große und $b = 0{,}4\,h$ die kleine Achse des Ellipsenquerschnittes und wird angenommen, daß die Kraftübertragung durch $\frac{i}{3}$ Arme erfolgt, so findet sich in cm

$$h = \sqrt[3]{\frac{2{,}5}{i}\, b\, s\, R},$$

worin $b$, $s$ und $R$ in cm und für $b\,s$ mindestens 3 qcm einzuführen sind.

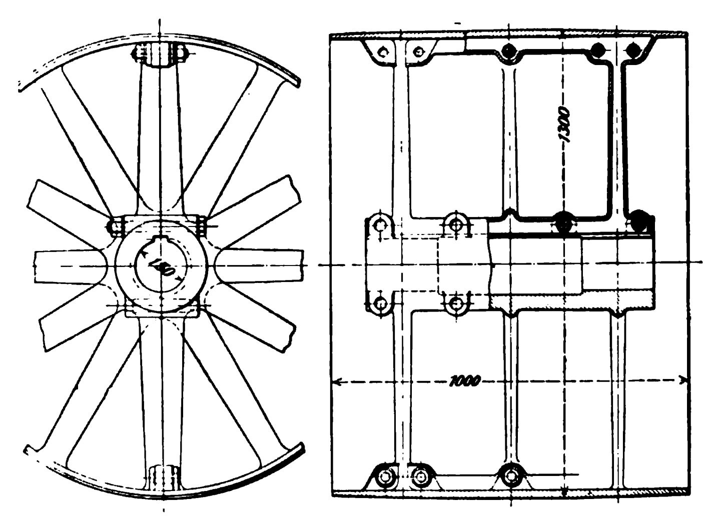



Fig. 121.

Die **Nabenstärke** kann, wie für Zahnräder (s. S. 107) berechnet werden; die **Nabenlänge** nimmt man $L = B$, sofern dabei $B \gtreqless 1{,}2\,d$ bis $1{,}5\,d$ ist. Breitere Scheiben erhalten meist kleinere Nabenlängen als $B$. Für $B > 30$ cm gibt man der Scheibe **zwei** Armsterne. Fig. 120 zeigt eine derartige, in den Armen geteilte Riemenscheibe von 4500 mm Durchmesser und 660 mm Kranzbreite. Die an den Berührungsflächen bearbeiteten Teile sind durch Schraubenbolzen miteinander verbunden. Häufig werden größere Scheiben aus dem Ganzen gegossen und dann aufgesprengt. Fig. 121 zeigt eine solche Scheibe von 1300 mm Durchmesser und 1000 mm Kranzbreite mit **drei** Armsternen.

**Los- oder Leerscheiben** dienen dazu, die Bewegungsübertragung von der treibenden nach der getriebenen Welle zeitweise unterbrechen zu können. Im Gegensatz zu den **Festscheiben** erhalten sie eine Nabenlänge $= 2\,d$ und mehr, in der Regel auch besondere Laufbüchse.

Mittels der in Fig. 122 dargestellten **Ausrückvorrichtung** läßt sich die Verschiebung eines offenen oder eines gekreuzten Riemens

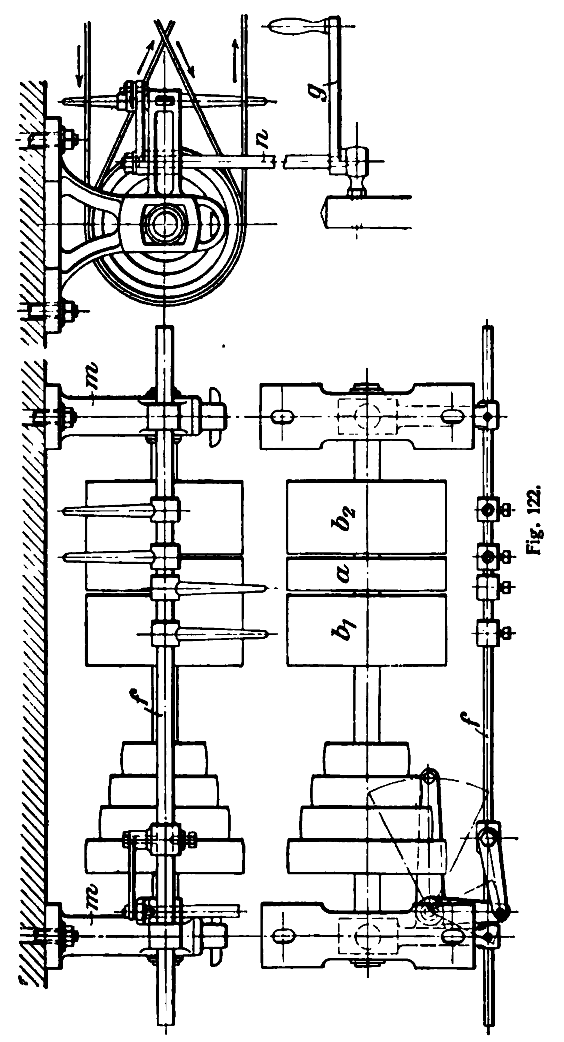



Fig. 122.

von der Losscheibe $b_1$ bezw. $b_2$ auf die Festscheibe $a$ bewirken und umgekehrt. Die in angegossenen Armen der Hängelanger $m$ gleitende

Schiene *f*, auf der die Gabeln zur Riemenführung festgeklemmt sind, erhält ihre Bewegung mittels Hebelverbindung von einer stehenden Welle *n* aus, die durch den Griffhebel *g* entsprechend eingestellt wird.

Schmiedeiserne Riemenscheiben (Fig. 123) werden aus mehreren Stücken zusammengesetzt. Die aus Rundeisen gebildeten Arme sind zumeist an dem einen Ende mit dem Blechkranz vernietet, an dem anderen Ende in die zweiteilige gußeiserne Nabe eingeschraubt oder eingegossen.

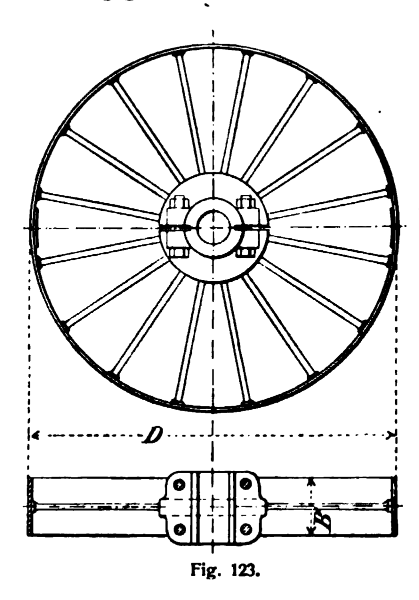



Fig. 123.

In neuerer Zeit werden von der Düsseldorfer Röhrenindustrie in Düsseldorf-Oberbilk schmiedeiserne Riemenscheiben für $D = 125$ bis 750 mm und $B = 75$ bis 300 mm angefertigt, deren zwei aus je einem Rohrstück gepreßte Hälften ohne Nut und Feder mittels Verbindungsschrauben auf der zugehörigen Welle befestigt werden. Die Kränze größerer derartiger Scheiben werden durch ein im kalten Zustande während des bei Rotglut erfolgenden Preßprozesses des einzelnen Stückes eingeführtes T-Eisen versteift.

Hölzerne Riemenscheiben werden ebenfalls aus zwei Teilen hergestellt und diese durch Zusammenpressung mittels Schrauben auf der Welle befestigt. Außer dem geringen Gewichte gegenüber gußeisernen und schmiedeisernen Scheiben gewöhnlicher Bauart, besitzen sie den Vorteil eines größeren Reibungswiderstandes zwischen Scheibe und Riemen, so daß die Spannung des letzteren vermindert werden kann. In der Regel bestehen die Kränze hölzerner Riemenscheiben aus einer Anzahl miteinander verleimter Ringe, die, selbst wieder je aus einzelnen sektorförmigen Teilen gebildet, mit ihren Fugen gegeneinander versetzt liegen. Die hölzernen Speichen werden durch Einschwalbung, außerdem durch Schrauben mit dem Kranze verbunden. Kleinere hölzerne Riemenscheiben werden als Vollscheiben ausgeführt.

Martin Glaßner in Ratibor fertigt Riemenscheiben aus gebogenem Holz mit Stahlgußnabe für $D = 200$ bis 2000 mm und $B = 75$ bis 500 mm.

Wie in Fig. 124 ersichtlich, bilden miteinander verschraubte, aus zugeschnittenen Holzteilen vordem gebogene Stücke den Armstern. Die in der Mitte zusammentreffenden Arme werden durch eine eingepreßte und verschraubte vierteilige Stahlgußnabe (Fig. 125) mit inneren Ring-

leisten an den Flanschen zusammengehalten. Der Scheibenkranz besteht aus zwei halbkreisförmig gebogenen Brettern, die an der Stoßfuge mit

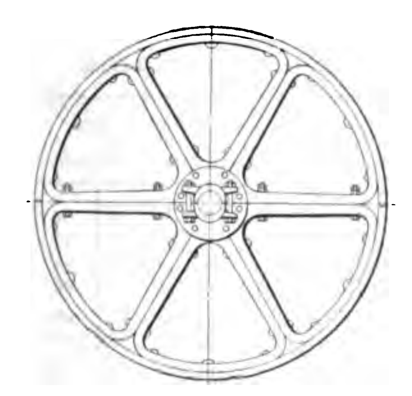


Fig. 124.

Nut und Feder verbunden sind. Der Armstern ist mit dem Kranze verschraubt. Die zweiteiligen Scheiben werden durch Anziehen kräftiger

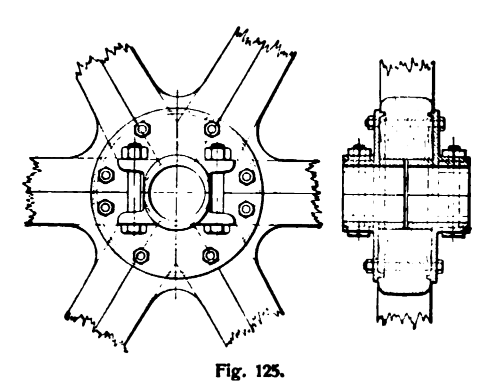


Fig. 125.

Nabenschrauben auf der Welle festgespannt. Für Befestigung mittels Keil oder Stellschraube werden die Scheiben auch einteilig mit verstärkten Naben geliefert; für $B \gtrsim 275$ mm erhalten sie doppelte Armsterne.

**Ungefähre Gewichte gußeiserner Riemenscheiben in kg.**

Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Bohrung $< 0{,}1\,D + 20$ mm.

| $D$ in mm | Breite $B$ der Scheiben in mm | | | | | | | | | | | $D$ in mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 75 | 100 | 125 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | |
| 200 | 6 | 7 | 9 | 11 | 14 | 17 | 26 | 30 | 34 | . | . | 200 |
| | 7 | 8 | 10 | 12 | 16 | 19 | 29 | 33 | 37 | . | . | |
| 300 | 8 | 10 | 13 | 16 | 19 | 23 | 33 | 40 | 45 | . | . | 300 |
| | 9 | 11 | 14 | 17 | 21 | 25 | 36 | 43 | 48 | . | . | |
| 400 | 11 | 14 | 17 | 22 | 24 | 30 | 44 | 52 | 60 | . | . | 400 |
| | 12 | 16 | 19 | 24 | 26 | 33 | 48 | 56 | 64 | . | . | |
| **500** | 15 | 18 | 23 | 28 | 31 | 40 | 56 | 68 | 78 | 89 | 100 | **500** |
| | 17 | 20 | 25 | 31 | 34 | 44 | 61 | 73 | 83 | 94 | 105 | |
| 600 | 19 | 23 | 29 | 35 | 38 | 51 | 72 | 85 | 98 | 110 | 125 | 600 |
| | 22 | 26 | 32 | 39 | 42 | 56 | 78 | 91 | 104 | 116 | 131 | |
| 700 | 24 | 29 | 36 | 43 | 47 | 62 | 89 | 105 | 121 | 135 | 152 | 700 |
| | 27 | 32 | 39 | 47 | 51 | 67 | 95 | 111 | 127 | 141 | 158 | |
| 800 | 29 | 36 | 44 | 51 | 57 | 75 | 108 | 126 | 145 | 165 | 181 | 800 |
| | 34 | 42 | 50 | 60 | 66 | 86 | 122 | 140 | 159 | 181 | 197 | |
| 900 | 36 | 44 | 52 | 60 | 69 | 88 | 128 | 149 | 170 | 193 | 213 | 900 |
| | 42 | 51 | 59 | 69 | 78 | 101 | 143 | 164 | 185 | 211 | 231 | |
| **1000** | . | 52 | 61 | 70 | 81 | 104 | 148 | 175 | 197 | 224 | 247 | **1000** |
| | . | 59 | 68 | 79 | 91 | 118 | 164 | 191 | 213 | 245 | 268 | |
| 1100 | . | 60 | 70 | 80 | 95 | 122 | 170 | 202 | 227 | 259 | 287 | 1100 |
| | . | 68 | 78 | 90 | 105 | 138 | 189 | 221 | 246 | 281 | 309 | |
| 1200 | . | 69 | 80 | 92 | 110 | 140 | 194 | 230 | 260 | 296 | 330 | 1200 |
| | . | 77 | 88 | 103 | 121 | 158 | 218 | 254 | 285 | 329 | 364 | |
| 1300 | | 78 | 91 | 105 | 128 | 159 | 220 | 259 | 298 | 340 | 377 | 1300 |
| | . | 88 | 101 | 117 | 141 | 181 | 256 | 295 | 335 | 389 | 426 | |
| 1400 | . | 88 | 102 | 119 | 146 | 179 | 247 | 290 | 336 | 383 | 425 | 1400 |
| | . | 99 | 114 | 132 | 160 | 201 | 285 | 330 | 381 | 438 | 480 | |
| **1500** | . | . | . | 133 | 165 | 201 | 275 | 323 | 376 | 430 | 477 | **1500** |
| | . | . | . | 149 | 181 | 225 | 315 | 365 | 422 | 487 | 534 | |
| 1600 | . | . | . | 147 | 185 | 224 | 304 | 358 | 418 | 477 | 530 | 1600 |
| | . | . | . | 166 | 205 | 250 | 346 | 402 | 466 | 537 | 591 | |
| 1700 | . | . | . | 162 | 206 | 248 | 335 | 395 | 460 | 530 | 585 | 1700 |
| | . | . | . | 182 | 230 | 278 | 379 | 440 | 509 | 593 | 649 | |

| D in mm | Breite *B* der Scheiben in mm | | | | | | | | | | | D in mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 75 | 100 | 125 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | |
| 1800 | . | . | . | 178 | 228 | 274 | 367 | 434 | 503 | 575 | 640 | 1800 |
| | . | . | . | 198 | 254 | 308 | 413 | 481 | 554 | 640 | 706 | |
| 1900 | . | . | . | 195 | 251 | 300 | 400 | 474 | 547 | 625 | 689 | 1900 |
| | . | . | . | 218 | 281 | 338 | 450 | 526 | 603 | 695 | 761 | |
| 2000 | . | . | . | . | 275 | 327 | 434 | 516 | 592 | 675 | 756 | 2000 |
| | . | . | . | . | 307 | 371 | 494 | 576 | 652 | 758 | 839 | |
| 2500 | . | . | . | . | 410 | 482 | 622 | 753 | 841 | 963 | 1075 | 2500 |
| | . | . | . | . | 450 | 532 | 702 | 837 | 925 | 1063 | 1185 | |
| 3000 | . | . | . | . | 572 | 672 | 859 | 1052 | 1154 | 1300 | 1450 | 3000 |
| | . | . | . | . | 622 | 740 | 959 | 1154 | 1258 | 1430 | 1590 | |
| 3500 | . | . | . | . | 762 | 910 | 1120 | 1388 | 1534 | 1720 | 1915 | 3500 |
| | . | . | . | . | 819 | 985 | 1232 | 1504 | 1654 | 1865 | 2075 | |
| 4000 | . | . | . | . | 975 | 1175 | 1415 | 1752 | 1980 | 2200 | 2450 | 4000 |
| | . | . | . | . | 1040 | 1260 | 1540 | 1882 | 2120 | 2365 | 2630 | |

### 3. Stufenscheiben[1].

Dieselben dienen zur Übertragung der Bewegungen eines mit gleichbleibender Geschwindigkeit umlaufenden Wellenstranges auf die Antriebwellen von Arbeitsmaschinen (Drehbänke, Bohrmaschinen u. s. w.) derart, daß eine sprungweise Änderung des Übersetzungsverhältnisses stattfindet.

Damit die Riemenlänge bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstant bleibt, hat man die Halbmesser der einzelnen Scheiben nach einem gewissen Gesetz zu bestimmen. Unter der Bedingung, daß die verschiedenen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, ergeben sich die Scheibenhalbmesser wie folgt.

Werden die veränderlichen minutlichen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle mit $u_1, u_2, u_3 \ldots . u_m$ — wobei $u_1 < u_2 < u_3$ u. s. w. —, ferner das Verhältnis zweier aufeinander folgender Umdrehungszahlen mit $\varphi$ bezeichnet, so ist

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{u_3}{u_2} = \ldots . \frac{u_m}{u_{m-1}} = \varphi \ldots \ldots \quad 21$$

Dann wird $u_2 = \varphi u_1$, also $\frac{u_3}{\varphi u_1} = \varphi$, oder $u_3 = u_1 \varphi^2$ u. s. w., schließlich

$$u_m = u_1 \varphi^{m-1}.$$

Hieraus folgt
$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{u_m}{u_1}} \ldots \ldots \ldots \quad 22$$

---

[1]) Fischer, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 576.

und $$m = 1 + \frac{lg \frac{u_m}{u_1}}{lg\, \varphi} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 23$$

Aus Gl. 22 erhält man für die in der Regel gegebenen Grenzwerte der minutlichen Umdrehungszahlen $u$ den einer bestimmten Stufenzahl $m$ entsprechenden Wert $\varphi$; aus Gl. 23 mit den Grenzwerten $u$ und dem gegebenen $\varphi$ die Stufenzahl $m$.

Das Verhältnis $\varphi$ schwankt nach Pechan[1]), je nachdem man mit wenigen Abstufungen der Umdrehungszahlen sehr verschieden große Werkstücke bearbeiten will oder aber großer Wert auf die Verwendung

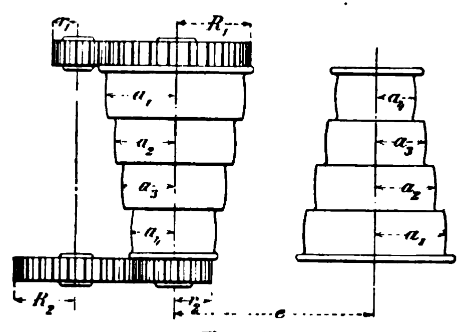



Fig. 126.

der geeignetsten Arbeitsgeschwindigkeit gelegt wird, zwischen 2 und 1,25. Ergibt Gl. 23 eine größere Stufenzahl $m$ der Scheiben als bequem unterzubringen ist, so fügt man ein Rädervorgelege hinzu, z. B. nach Fig. 126.

Dann erhalten die Scheiben eine Stufenzahl $= \frac{m}{2}$, d. h. es muß für $m$ eine durch 2 teilbare Zahl gewählt werden. Das Übersetzungsverhältnis der Räder $\frac{r_1}{R_2}\,\frac{r_2}{R_1}$ ergibt sich aus der Erwägung, daß nach Gl. 21

$$\frac{u_{\frac{m}{2}+1}}{u_{\frac{m}{2}}} = \varphi, \text{ oder } \frac{u_{\frac{m}{2}+1}}{u_m \frac{r_1}{R_1}\,\frac{r_2}{R_2}} = \varphi \text{ ist, zu}$$

$$\frac{r_1}{R_1}\,\frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{\varphi^{\frac{m}{2}}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 24$$

Bedeutet $n$ die minutliche Umdrehungszahl der treibenden Welle, so folgt aus dem Vorstehenden

$$n = \frac{u_m}{\sqrt{\varphi^{m-1}}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 25$$

[1]) J. Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. 3. Abt. S. 116.

Mit Benutzung des Rädervorgeleges erhält man

$$n = \frac{u_m}{\sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-1}}}.$$

Das Verhältnis zweier Scheibenhalbmesser ergibt sich

$$\frac{a_2}{a_{m-1}} = \sqrt{\varphi^{m-3}}$$

und ebenso

$$\frac{a_3}{a_{m-2}} = \sqrt{\varphi^{m-5}}.$$

Bei dem Rädervorgelege erhält man

$$\frac{a_1}{a_{\frac{m}{2}}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-1}}, \quad \frac{a_2}{a_{\frac{m}{2}-1}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-3}}, \quad \frac{a_3}{a_{\frac{m}{2}-2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{m}{2}-5}} \quad . \; . \; 26$$

**Beispiel.** Bei einer Drehbank mit Vorgelege sollen die Geschwindigkeiten der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, deren äußerste Glieder in dem Verhältnis $\frac{u_1}{u_m} = \frac{6}{80}$ zueinander stehen. Wird $\varphi = 1,5$ angenommen, so wird nach Gl. 23 $m = \;+ \frac{lg\,\frac{80}{6}}{lg\,1,5} = 7,38$.

Wählt man $m = 8$, so wird nach Gl. 22

$$\varphi = \sqrt[7]{\frac{80}{6}} = 1,4478.$$

Die Umdrehungszahlen der getriebenen Welle ergeben sich hiermit zu

| $u_1$ | $u_2$ | $u_3$ | $u_4$ | $u_5$ | $u_6$ | $u_7$ | $u_8$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 8,69 | 12,58 | 18,21 | 26,36 | 38,27 | 55,26 | 80,01 |

und $n$ nach Gl 25 zu

$$n = \frac{80,01}{\sqrt{1,4478^3}} = 45,93.$$

Für das Übersetzungsverhältnis der Räder erhält man nach Gl. 24

$$\frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{1,4478} \sim 0,228;$$

schließlich nach Gl. 26

$$\frac{a_1}{a_4} = \sqrt{1,4478^3} = 1,742 \text{ und } \frac{a_2}{a_3} = \sqrt{1,4478} = 1,203.$$

Beträgt der Halbmesser der kleinsten Scheibe $a_4 = 80$ mm, so wird $a_1 = 80 \cdot 1,742 \sim 140$ mm.

Die Halbmesser $a_2$ und $a_3$ ergeben sich unter der bereits erwähnten Voraussetzung einer bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstanten Riemenlänge.

Die theoretische Riemenlänge ist, wenn noch $e$ den Achsenabstand der beiden zusammengehörigen Stufenscheiben bedeutet,

$$L = \pi(a_1 + a_4) + 2\beta\frac{\pi}{180}(a_1 \mp a_4) + 2e\sqrt{1 - \left(\frac{a_1 \mp a_4}{e}\right)^2}$$

$$L \sim \pi(a_1 + a_4) + 2e + \frac{(a_1 \mp a_4)^2}{e},$$

worin das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Riemen gilt, und der Winkel $\beta$ in Graden auszudrücken ist, so daß

$$\sin\beta = \frac{a_1 \mp a_4}{e}.$$

Für $e = 200$ cm ergibt sich im vorliegenden Falle (offener Riemen vorausgesetzt)

$$L = \pi(8 + 14) + 2 \cdot 1{,}75 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 6 + 400\sqrt{1 - \frac{36}{200^2}} = 468{,}45 \text{ cm}.$$

Dann ist für $\varphi = \frac{n_2}{n_3} = \frac{a_2}{a_3} = 1{,}203$

$$a_3^2(\varphi - 1)^2 + \pi(\varphi + 1)e\,a_3 + 2e^2 = e\,L,$$

und nach Einsetzung der obigen Werte für $\varphi$, $e$ und $L$

$$a_3 \backsim 98 \text{ mm},$$

ferner $$a_2 = 98 \cdot 1{,}203 \backsim 118 \text{ mm}.$$

Bei der Ausführung richtet man es gewöhnlich so ein, daß die aufeinander folgenden Halbmesser der Stufenscheibe eine arithmetische Reihe bilden.

Für den gekreuzten Riemen genügt die Erfüllung der Bedingung

$$a_1 + a_4 = a_2 + a_3,$$

d. h. die Summe je zweier zusammengehöriger Halbmesser muß bei miteinander arbeitenden Stufenscheiben konstant sein.

## c) Seilbetrieb.

Die zur Bewegungs- bezw. Kraftübertragung von einer Welle auf eine andere dienenden Seile werden zumeist aus Eisen oder Gußstahl, Hanf und Baumwolle gefertigt. Dementsprechend unterscheidet man Drahtseil-, Hanfseil- und Baumwollseilbetrieb.

### 1. Drahtseilbetrieb.

Derselbe eignet sich zur Kraftübertragung auf größere Entfernungen, doch sollen die treibende und die getriebene Welle möglichst in derselben wagerechten und genau in derselben lotrechten Ebene liegen.

Da nach Früherem (S. 143) die erforderlichen Seilspannungen $S_1$ und $S_2$ durch das Eigengewicht des zwischen den Triebrollen hängenden Seilstückes hervorgebracht werden, ist damit ein geringster Wellenabstand bedingt. Derselbe soll mindestens 16 m, wenn möglich nicht unter 20 m betragen. Nur geringe Kräfte lassen sich mit Scheiben von verhältnismäßig großem Durchmesser noch bei 13 m Entfernung übertragen. Die andere Grenze für den Wellenabstand zweier Triebrollen liegt bei etwa 125 m. Bei noch größeren Entfernungen der beiden Wellen ist das Seil, zumal das gezogene Seilstück, durch Tragrollen (Fig. 127) (in höchstens 80 bis 125 m Entfernung) zu stützen, oder man ordnet in kleineren Entfernungen ($\lesssim$ 100 m) zweirillige Zwischenrollen an (Fig. 128). Das untere Seilstück sei das ziehende. Wechsel der Seilrichtung kann durch Leitrollen oder durch Einschaltung eines Kegelräderpaares erzielt werden. Letztere Anordnung ist vorzuziehen.

Die Seildurchsenkung beträgt für je 100 m Wellenabstand beim ziehenden Seilstück etwa 1,5 m, beim gezogenen etwa 3 m. Der Längenänderung des Seiles durch Temperaturwechsel (etwa ± 25 mm für je 100 m Seillänge in bezug auf die Mitteltemperatur, bei einem gesamten Temperaturunterschiede von 40°) ist beim Auflegen des Seiles bezw. bei der Herstellung der Pfeilhöhe $y_0$ im Ruhezustand desselben die nötige Beachtung zu schenken.

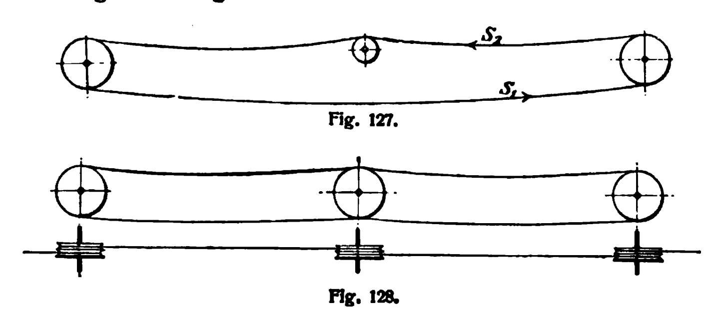



Fig. 127.

Fig. 128.

Das Drahtseil besteht aus einer Anzahl Litzen (Strähne), die schraubenförmig um eine gemeinsame Hanfseele angeordnet sind. Jede Litze ist aus Drähten zusammengesetzt, die ebenfalls schraubenförmig eine zugehörige Hanfseele umgeben. An Stelle der Hanfseelen treten bei Seilen für große Wellenabstände und große Seilscheiben auch solche aus weichem ausgeglühtem Eisendraht.

Aus den nachstehenden Tabellen sind gangbare Abmessungen der Triebwerk-Drahtseile, ihre Zusammensetzung und ihre Gewichte zu entnehmen.

### Triebwerkdrahtseile
### von Felten & Guilleaume in Mülheim (Rhein).

I.

Für normale Seilscheibendurchmesser: $D = 150\,d$ bis $175\,d$.

| Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Dicke der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles | Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Dicke der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | Stück | mm | kg/lfd. m | mm | Stück | mm | kg/lfd. m |
| 9 | 36 | 1,0 | 0,26 | 18 | 48 | 1,6 | 0,91 |
| 10 | 42 | 1,0 | 0,31 | 20 | 48 | 1,8 | 1,15 |
| 11 | 36 | 1,2 | 0,38 | 22 | 54 | 1,8 | 1,30 |
| 12 | 42 | 1,2 | 0,45 | 24 | 60 | 1,8 | 1,46 |
| 13 | 36 | 1,4 | 0,51 | 26 | 60 | 2,0 | 1,80 |
| 14 | 42 | 1,4 | 0,61 | 28 | 66 | 2,0 | 2,00 |
| 15 | 48 | 1,4 | 0,70 | 30 | 72 | 2,0 | 2,20 |
| 16 | 42 | 1,6 | 0,79 | | | | |

II.

Für kleine Seilscheibendurchmesser: $D = 120\,d$ bis $150\,d$.

| Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Dicke der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles | Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Dicke der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | Stück | mm | kg/lfd. m | mm | Stück | mm | kg/lfd. m |
| 11 | 48 | 1,0 | 0,36 | 22 | 80 | 1,4 | 1,20 |
| 12 | 54 | 1,0 | 0,40 | 24 | 88 | 1,4 | 1,33 |
| 13 | 60 | 1,0 | 0,45 | 26 | 80 | 1,6 | 1,56 |
| 14 | 64 | 1,0 | 0,48 | 28 | 88 | 1,6 | 1,73 |
| 15 | 72 | 1,0 | 0,55 | 30 | 80 | 1,8 | 1,98 |
| 16 | 64 | 1,2 | 0,69 | 32 | 88 | 1,8 | 2,19 |
| 18 | 72 | 1,2 | 0,79 | 34 | 96 | 1,8 | 2,41 |
| 20 | 80 | 1,2 | 0,88 | 37 | 96 | 2,0 | 2,97 |

III.

Eisendraht (statt Hanf) in den Litzen.

(Nur für große Wellenabstände und große Seilscheiben.)

| Kleinster zulässiger Seilscheibendurchmesser | Drahtdicke | Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles | Kleinster zulässiger Seilscheibendurchmesser | Drahtdicke | Durchmesser des Seiles | Zahl der Drähte im Seile | Ungefähres Gewicht des Seiles |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | mm | mm | | kg/lfd. m | mm | mm | mm | | kg/lfd. m |
| 1000 | 1,0 | 7 | 24 | 0,18 | 1500 | 1,5 | 10,5 | 24 | 0,41 |
| | | 9 | 42 | 0,32 | | | 14 | 42 | 0,71 |
| | | 11 | 49 | 0,38 | | | 16 | 49 | 0,84 |
| | | 12 | 56 | 0,42 | | | 18 | 56 | 0,95 |
| 1100 | 1,1 | 7,5 | 24 | 0,22 | 1600 | 1,6 | 11 | 24 | 0,46 |
| | | 10 | 42 | 0,38 | | | 15 | 42 | 0,81 |
| | | 12 | 49 | 0,45 | | | 17 | 49 | 0,96 |
| | | 13 | 56 | 0,51 | | | 19 | 56 | 1,08 |
| 1200 | 1,2 | 8,5 | 24 | 0,26 | 1700 | 1,7 | 12 | 24 | 0,52 |
| | | 11 | 42 | 0,46 | | | 16 | 42 | 0,92 |
| | | 13 | 49 | 0,54 | | | 18 | 49 | 1,08 |
| | | 14 | 56 | 0,60 | | | 20 | 56 | 1 21 |
| 1300 | 1,3 | 9 | 24 | 0,30 | 1800 | 1,8 | 13 | 24 | 0,58 |
| | | 12 | 42 | 0,54 | | | 17 | 42 | 1,03 |
| | | 14 | 49 | 0,63 | | | 19 | 49 | 1,22 |
| | | 15 | 56 | 0,71 | | | 21 | 56 | 1,36 |
| 1400 | 1,4 | 10 | 24 | 0,35 | 2000 | 2,0 | 14 | 24 | 0,72 |
| | | 13 | 42 | 0,62 | | | 19 | 42 | 1,27 |
| | | 15 | 49 | 0,74 | | | 21 | 49 | 1,50 |
| | | 17 | 56 | 0,82 | | | 23 | 56 | 1,68 |

Die **Arbeitsverluste** beim Drahtseilbetriebe bestehen im wesentlichen in der Zapfenreibung der Rollenachsen und in der Steifigkeit des Seiles.

Diese Verluste können unter Umständen erhebliche Beträge ausmachen. Sie sind z. B. an dem Seilbetriebe von Oberursel mit 8 Zwischenstationen durch direkte Messungen zu 13,9 % der übertragenen Höchstleistung von 104 PS ermittelt worden [1]).

Der verhältnismäßige **Geschwindigkeitsverlust** infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe beträgt schätzungsweise für neue Drahtseile mit $k = 350$ kg/qcm und $E = 700\,000$ kg/qcm

$$\mathfrak{V}_g = \frac{350}{700\,000}\,1{,}5 = 0{,}00075, \text{ d. i. } 0{,}075\,\% = \sim \frac{1}{13}\,\%,$$

also weit weniger als der entsprechende Wert beim Riemenbetrieb (s. S. 148). Es kann deshalb dieser Verlust bei Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses vernachlässigt werden.

Nach **Grove** beträgt der verhältnismäßige Arbeitsverlust beim Drahtseilbetriebe für **jede** Scheibe $\sim$ 1,5 %.

### $\alpha$) Berechnung der Drahtseile.

Die Drähte haben außer der von der Seilspannung $S_1$ herrührenden Normalspannung $\sigma_z$ noch die durch das Umschlingen der Scheibe hervorgerufene Biegungsspannung $\sigma_b$ aufzunehmen.

Bezeichnet
- $d$ den Durchmesser des Seiles in cm,
- $\delta$ die Drahtdicke in cm,
- $i$ die Drahtzahl,
- $c_1$ (in kg/qcm) einen Koeffizienten,

so folgt unter Beibehaltung der bereits früher (S. 139 u. f.) gebrauchten Bezeichnungen

$$\sigma_z = \frac{S_1}{i\,\frac{\pi}{4}\,\delta^2}$$

und unter Annahme einer Gesamtbeanspruchung des Seiles

$$k_z = \sigma_z + \sigma_b - 1050 \text{ kg/qcm},$$

für den Mittelwert $D = 2000\,\delta$ und $E = 2\,000\,000$ kg/qcm aus

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8}\,E\right)\frac{\delta}{D}$$

die durch $S_1$ im Seile hervorgerufene mittlere Normalspannung

$$\sigma_z = 675 \text{ kg/qcm}.$$

Hiermit ergibt sich unter der Voraussetzung

$$i\,\frac{\pi}{4}\,\delta^2 = 0{,}42\,\frac{\pi}{4}\,d^2 \text{ (Metallquerschnitt des Seiles)}$$

$$S_1 = \sigma_z\,f = 675 \cdot 0{,}42\,\frac{\pi}{4}\,d^2 = 223\,d^2 = c_1\,d^2.$$

Es ist ferner im Mittel: $q = 0{,}35\,d^2$, $\mu = 0{,}25$ (für ausgelederte Scheiben), $\alpha = 2{,}8$, also $e^{\mu\alpha} \sim 2$, so daß aus den Gl. 16 (S. 141) folgt

$$P = 0{,}5\left(c_1 - 0{,}35\,\frac{v^2}{g}\right)d^2,$$

---

[1]) F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., S. 823.

also für $v = 25$ m/sek. (Mittelwert bei Übertragung größerer Kräfte), $g = 9{,}81$ und $c_1 = 223$ sich ergibt



$$P \gtrless 100\, d^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 27$$

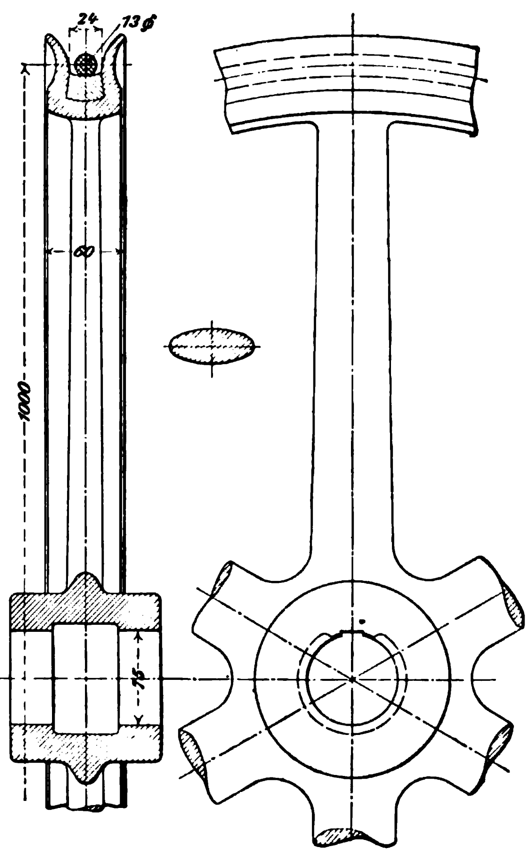



Fig. 129.

Dieser Wert für $P$ gilt nur unter den vorstehenden Voraussetzungen. Für kleine Scheibendurchmesser, geringe Achsenabstände und ebenso für nicht ausgefütterte Scheiben ist $P$ kleiner zu nehmen. Sind $N$, $v$ und $n$ bekannt, so folgt mit Benutzung der Gl. 27 aus $P v = 75\, N$

$$d^2 = \frac{3}{4} \frac{N}{v}$$

und mit $D = 200\,d$

$$d \gtreqless \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi}\frac{N}{n}} = 1{,}93\sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Für das gezogene Seilstück wird (unter den vorstehenden Bedingungen) nach Gl. 16

$$S_2 = 100\,d^2 + 0{,}35\,\frac{25^2}{9{,}81}\,d^2 = \sim 123\,d^2,$$

so daß das Seil mit einer Spannung

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = 173\,d^2$$

aufgelegt werden muß.

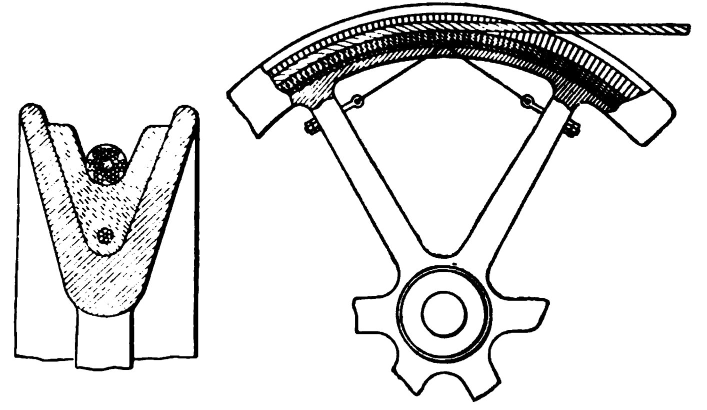


Fig. 130.

Die Pfeilhöhe des Seiles im Ruhezustande würde dann — vorausgesetzt, daß die Arbeitsverluste (infolge der Zapfenreibung und der Seilsteifigkeit), ferner der Einfluß des Temperaturwechsels entsprechende Berücksichtigung gefunden hätten — für $x = 50$ m nach Gl. 19 S. 142 betragen

$$y_0 = \frac{0{,}35\,d^2\,50^2}{2 \cdot 173\,d^2} = 2{,}529 \text{ m}.$$

β) Drahtseilscheiben.

Man nimmt den Durchmesser der Seilscheiben — gleichgültig ob getriebene oder treibende Scheibe — und den Durchmesser der Zwischenrollen mit Rücksicht auf die Betriebsdauer des Seiles

$$D \gtreqless 150\,d \text{ bis } 175\,d.$$

Der Durchmesser der Tragrollen wird $= 0{,}8\,D$ gewählt. $n$ (= 100 bis 130) und $D$ sind so zu wählen, daß bei Übertragung geringer Kräfte die Seilgeschwindigkeit $v = 6$ bis 10 m/sek, bei größeren Kräften $v = 20$ bis 30 m/sek. wird.

Die Rillen des gußeisernen Scheibenkranzes werden in der Regel mit Leder, seltener mit Hanf, Guttapercha oder Holz ausgefüttert.

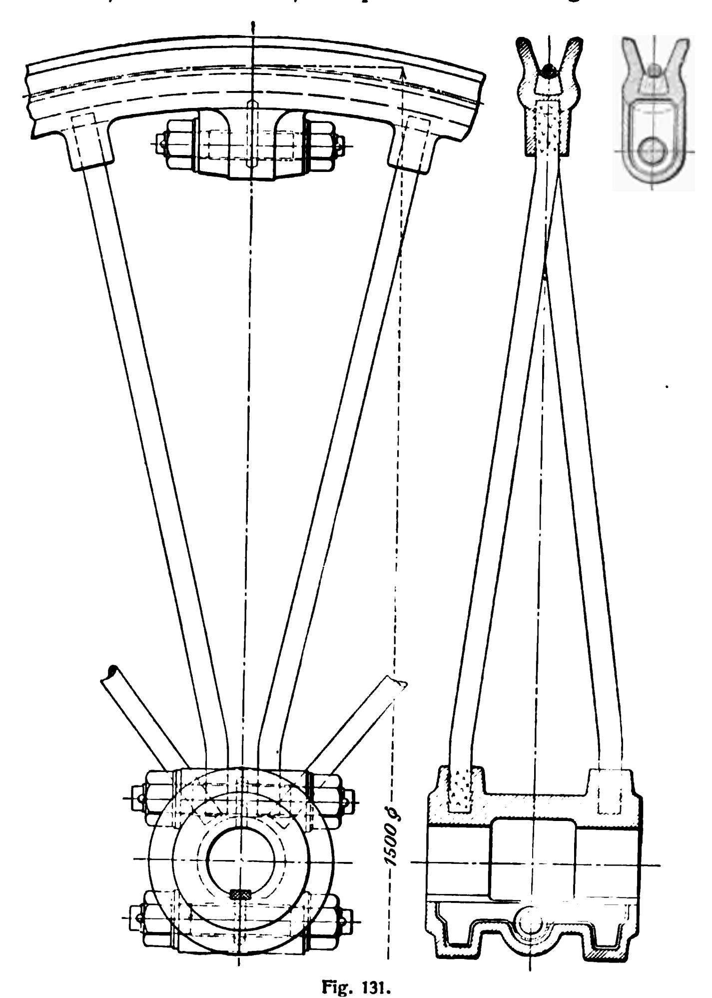



Fig. 131.

Fig. 129 zeigt eine Drahtseilscheibe von 1000 mm Durchmesser mit eingelegten schwalbenschwanzförmigen Lederplättchen für einfache Rille.

Bei der Fig. 130 ersichtlichen Drahtseilscheibe von G. Heckel in St. Johann-Saarbrücken werden der Form der Kranzrille angepaßte Lederplättchen durch eine Drahtlitze gehalten, deren beide Enden mittels Ösenschrauben an Armen der Scheibe befestigt sind.

Größere Scheiben werden zweiteilig gegossen und in gleicher Weise, wie bei Riemenscheiben und Zahnrädern erörtert wurde, miteinander verbunden. Zuweilen bestehen nur Kranz und Nabe aus Gußeisen und es sind die aus Rundeisen hergestellten Arme in diese Teile eingegossen, wobei die Rundstäbe aufgerauht und verzinnt werden (Fig. 131) oder aber eingedrehte Ringnuten erhalten. An Stelle der massiven Rundstäbe finden auch gezogene Röhren (z. B. Gasrohre) als Arme Verwendung.

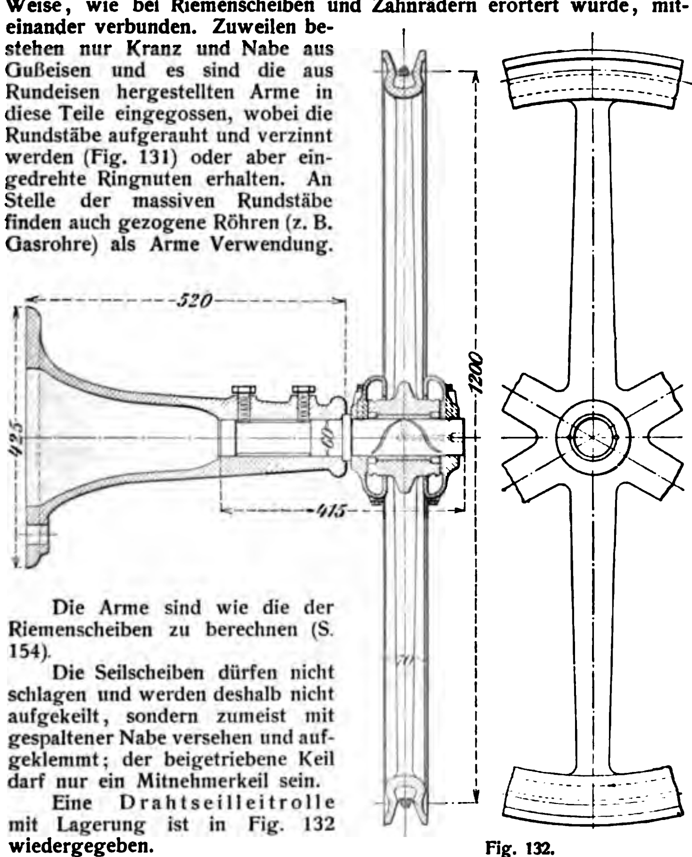



Fig. 132.

Die Arme sind wie die der Riemenscheiben zu berechnen (S. 154).

Die Seilscheiben dürfen nicht schlagen und werden deshalb nicht aufgekeilt, sondern zumeist mit gespaltener Nabe versehen und aufgeklemmt; der beigetriebene Keil darf nur ein Mitnehmerkeil sein.

Eine Drahtseilleitrolle mit Lagerung ist in Fig. 132 wiedergegeben.

## 2. Hanfseilbetrieb.

Derartige Betriebe kommen zumeist als solche mit Dehnungsspannung, in neuerer Zeit mehr und mehr auch als solche mit Belastungsspannung zur Ausführung.

Sind im ersteren Falle (Dehnungsspannung) die erforderlichen Spannungen $S_1$ und $S_2$ des Seiles durch straffes Anspannen desselben

allein nicht zu erreichen, so muß noch für genügende Pfeilhöhe des durchhängenden Seiles gesorgt werden. In der Regel erfolgt beim Hanfseilbetriebe die Kraftübertragung durch mehrere, auf einer gemeinsamen Scheibe nebeneinander liegende Seile von höchstens 50 bis 55 mm Durchmesser, die dann, je nach Bedürfnis, die Kraft wieder gesondert abgeben können.

Bei größeren Entfernungen der zu übertragenden Kräfte werden auch hier Zwischenrollen oder Tragrollen in 20 bis 25 m Abstand, ähnlich wie bei Drahtseilen (s. d.), angeordnet.

Das Hanfseil besteht meist aus drei Litzen, deren jede aus einer größeren Zahl schraubenförmig gewundener Fäden zusammengesetzt ist. Als Rohmaterial wird hauptsächlich badischer Schleißhanf und Manillahanf verwendet. Seile aus badischem Schleißhanf sind biegsamer und fester als aus Manillahanf.

Ist $d$ der Seildurchmesser und $\delta$ der Litzendurchmesser, so ist $d \sim 2{,}2\,\delta$, mithin der Gesamtquerschnitt der Litzen etwa nur das 0,62fache der Fläche $\frac{\pi}{4} d^2$. Die Ganghöhe der Litzenschraubenlinien beträgt im Mittel etwa $5\,\delta$.

Gangbare Abmessungen und Gewichte von Treib-Hanfseilen ergeben sich aus der folgenden Zusammenstellung.

Treib-Hanfseile
der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff in Mannheim.

Seilgewicht in kg/lfd. m.

| Seildurchmesser in mm | | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Schleißhanfseile | in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen . | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,4 | 1,7 | 2,1 | 2,5 | 2,9 |
| | in loser, leichter Drehung . . . | 0,5 | 0,65 | 0,9 | 1,2 | 1,45 | 1,75 | 2,1 | 2,5 |
| Manillaseile | in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen . | 0,5 | 0,7 | 1,1 | 1,3 | 1,6 | 1,9 | 2,4 | 2,8 |
| | in loser, leichter Drehung . . . | 0,45 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,3 | 1,6 | 1,85 | 2,35 |

Die Leistungen von Treib-Hanfseilen bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Beanspruchungen sind aus der nachstehenden Zusammenstellung der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff zu entnehmen.

| Seil-durch-messer mm | Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 6 kg/qcm | | | 7 kg/qcm | | | 8 kg/qcm | | | 9 kg/qcm | | |
| | Seil-geschwindigkeit m/sek | | | Seil-geschwindigkeit m/sek | | | Seil-geschwindigkeit m/sek | | | Seil-geschwindigkeit m/sek | | |
| | 10 | 15 | 20 | 10 | 15 | 20 | 10 | 15 | 20 | 10 | 15 | 20 |
| 30 | 5,5 | 9 | 11 | 7 | 10 | 14 | 8 | 12 | 16 | 8 | 12 | 16 |
| 35 | 8 | 12 | 16 | 9 | 13,5 | 18 | 10 | 15 | 20 | 11 | 16,5 | 22 |
| 40 | 10 | 15 | 20 | 12 | 17,5 | 24 | 13 | 20 | 26 | 14 | 21 | 28 |
| 45 | 12 | 18 | 24 | 15 | 22 | 28 | 17 | 25 | 34 | 19 | 28,5 | 38 |
| 50 | 16 | 25 | 32 | 18 | 27,5 | 36 | 20 | 30 | 40 | 24 | 36 | 48 |
| 55 | 20 | 30 | 40 | 22 | 33,5 | 44 | 25 | 37 | 50 | 28 | 42 | 56 |
| 60 | 23 | 35 | 46 | 26 | 40 | 52 | 30 | 45 | 60 | 34 | 51 | 68 |

Den Achsenabstand wählt man bei Betrieben mit Dehnungsspannung 6—8 m bis 40—50 m. Bei geringer Entfernung der Seilscheiben ist auf möglichste Elastizität der Seile, sowie auf geringe Belastung derselben Rücksicht zu nehmen; bei größerer Entfernung kann das Seil, ähnlich wie bei Drahtseilen, geteilt oder durch Tragrollen unterstützt werden.

Die Mittelebenen der treibenden und getriebenen Scheibe sollen möglichst in derselben lotrechten Ebene liegen. Das untere Seilstück sei das ziehende. Gegen die das Seil verkürzende Feuchtigkeit der Luft helfen reichliche Seildurchsenkungen.

Bei den Betrieben mit Belastungsspannung wird, zumal wenn die Krafabgabe auf mehrere Wellenstränge erfolgt, ein endloses Seil über die verschiedenen Scheiben geführt, und zwar leitet man das Seil am besten nach jeder Umschlingung einer getriebenen Scheibe auf die gemeinsame treibende Scheibe zurück und schließlich über eine Spannrolle, die auf einem durch ein Belastungsgewicht gezogenen Wagen ruht. Das Seil wird also jedesmal entlastet, bevor es aufs neue Kraft überträgt, d. h. die Spannung im getriebenen (auflaufenden) Seil bleibt bei jeder Rillenumschlingung dieselbe. Hierdurch wird erreicht, daß fortwährend eine gleichmäßige, von nachteiligen Einwirkungen (Temperatur- und Feuchtigkeitswechsel) unabhängige Seilspannung vorhanden ist.

Derartige als Kreisseiltriebe bezeichnete Anordnungen sind auch für im Freien befindliche und für lotrechte Antriebe möglich.

Fig. 133 zeigt einen von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. in Penig ausgeführten Kreisseiltrieb für sieben in gleicher Höhe liegende Wellenstränge I bis VII.

Das von der schrägliegenden Spannrolle $S$ kommende Seilstück läuft unten in die erste Rille der treibenden Scheibe $A$, sodann nach Scheibe $a$ der Welle I, der zweiten Rille der Scheibe $A$, Scheibe $b$ der Welle II, der dritten Rille der Scheibe $A$, Scheibe $c$ der Welle III usw., schließlich von der Scheibe $g$ des letzten Wellenstranges VII über die Leitrolle $B$ nach der Spannrolle $S$ zurück.

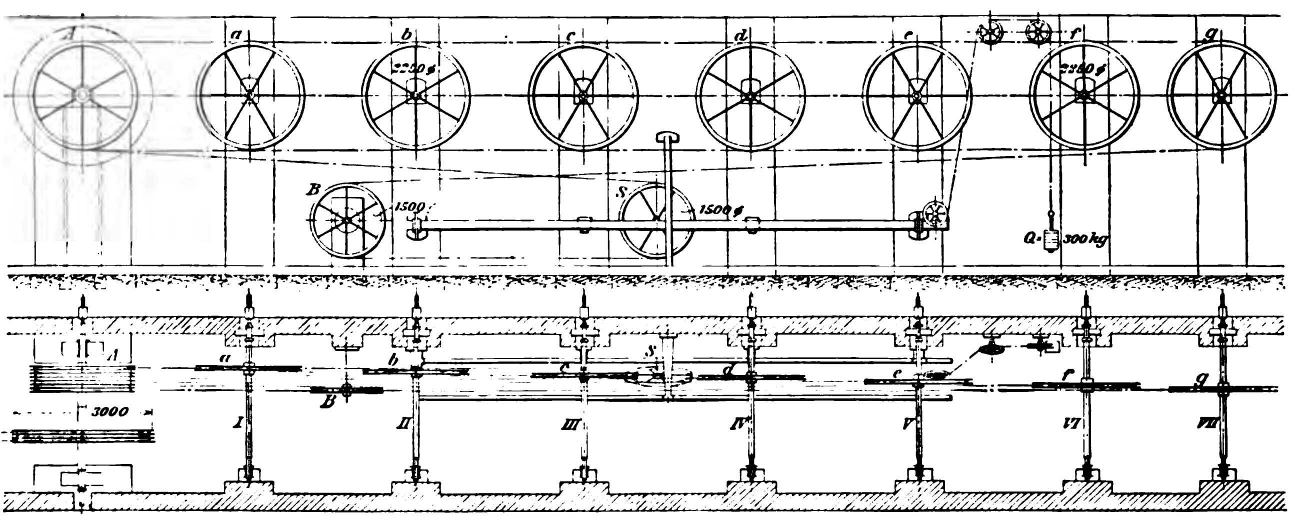



Fig. 133.

**Berechnung.** Die Wellenstränge I bis VI sollen je 16 PS, der letzte Wellenstrang nur 8 PS abgeben; es ist demnach

$$\Sigma N = 104 \text{ PS}.$$

Mit dem gewählten $v \sim 15$ m/sek. — der Scheibendurchmesser beträgt je 2,250 m, die Umlaufzahl 128 in der Minute — ergibt sich

$$\Sigma P = \frac{75\, \Sigma N}{v} = \frac{75 \cdot 104}{15} = 520 \text{ kg}$$

und $$P_1 = \frac{75 \cdot 16}{15} = 80 \text{ kg} = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6;$$

ferner $$P_7 = \frac{75 \cdot 8}{15} = 40 \text{ kg}.$$

Somit erfordern die ersten sechs Wellenstränge den größten Zug $Q$ an der Spannrolle.

Es folgt mit $e^{\mu\alpha} = 2{,}67$ (für $\alpha = \pi$ und einem Rillenwinkel von 45°)

$$\frac{Q}{2} = (e^{\mu\alpha} - 1)\, P_1 = 1{,}67 \cdot 80 \sim 135 \text{ kg}.$$

In der Ausführung ist $Q = 300$ kg gewählt, demnach ergibt sich die Beanspruchung des Seiles vom Durchmesser $d = 35$ mm zu

$$k_z = \frac{\Sigma P + \frac{Q}{2}}{0{,}62 \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{520 + 150}{0{,}62 \frac{\pi}{4} 3{,}5^2} \sim 112 \text{ kg/qcm}.$$

Die Größe der Belastung $Q$ des Spannwagens ist nach den örtlichen und Betriebsverhältnissen zu bestimmen. Ruhiger, gleichmäßiger Betrieb erfordert geringere Belastung als ein stark schwankender — ebenso kann ein schräger oder lotrechter Trieb geringer belastet werden als ein wagerechter Trieb. Sobald das Seil eingelaufen ist, kann die Belastung verringert werden.

Bei Anordnung von Kreisseiltrieben ist ferner zu beachten, daß das *gezogene* Seil über die Spannrolle geführt und das Seil möglichst in derselben Richtung gebogen wird; auch empfiehlt es sich, Scheiben von großem, dagegen Seile von kleinem Durchmesser zu verwenden.

Einen *Winkel-Kreisseiltrieb* der vorgenannten Firma zeigt Fig. 134. Derselbe überträgt mit sechs Seilen von je 50 mm Durchmesser 250 PS von einer Welle mit 160 minutlichen Umdrehungen auf eine zu dieser im rechten Winkel liegenden Welle, die $\sim$ 250 minutliche Umdrehungen ausführt. Die Seilscheiben haben 2800 bezw. 1800 mm, die beiden sechsrilligen Leitrollen je 1800 mm Durchmesser.

In neuerer Zeit werden von der *Quadratseilfabrik „Patent Beck"* in Mannheim gefertigte *quadratisch geflochtene* Hanfseile häufig angewendet. Als wesentliche Vorteile derselben, gegenüber den Rundseilen, werden neben größerer Biegsamkeit und geringerer Dehnbarkeit hervorgehoben, daß sie während des Betriebes stets in der gleichen Lage bleiben und sich nicht drehen, wodurch die Abnutzungen von Seil und Seilrille geringer und die mit der Drehung verbundenen

Arbeitsverluste vermieden werden. Da sie schon vor dem Auflegen auf die Scheiben gestreckt werden und zusammengehörige Seile sich von durchaus gleichmäßiger Stärke und Länge herstellen lassen, fallen die Gleitverluste geringer aus als bei Rundseilen.

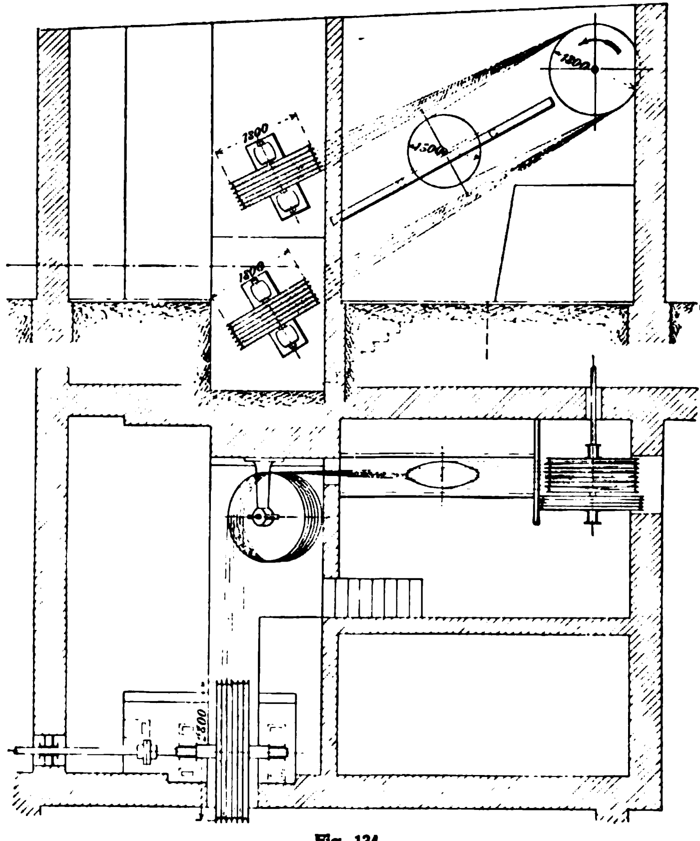


Fig. 134.

Die nachstehende Tabelle gibt einen Anhalt über die Anwendung dieser Seile. Am meisten werden solche von 45 mm Stärke (Seitenlänge des dem Seilquerschnitt umschriebenen Quadrates) verwendet.

Die genannte Firma empfiehlt mit Rücksicht auf Abnutzung die Beanspruchung des Seilquerschnittes nicht größer als 7 kg/qcm zu nehmen.

Quadratseile „Patent Beck“.

| Seil | | | Kleinster Scheiben-durchmesser | Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 6 kg/qcm | | | 7 kg/qcm | | | 8 kg/qcm | | |
| Stärke | Querschnitt | Gewicht ca. | | Seilgeschwindigkeit m/sek | | | Seilgeschwindigkeit m/sek | | | Seilgeschwindigkeit m/sek | | |
| mm | qcm | kg/lfd. m | mm | 10 | 15 | 20 | 10 | 15 | 20 | 10 | 15 | 20 |
| 25 | 6,25 | 0,50 | 375 | 5,0 | 7,4 | 10,0 | 5,7 | 8,6 | 10,4 | 7,0 | 10,5 | 14,0 |
| 30 | 9,00 | 0,80 | 450 | 7,0 | 10,5 | 14,0 | 8,4 | 12,6 | 16,8 | 9,6 | 14,4 | 19,2 |
| 35 | 12,25 | 1,00 | 700 | 10,0 | 14,6 | 20,0 | 11,3 | 17,0 | 22,6 | 13,0 | 19,5 | 26,0 |
| 40 | 16,00 | 1,35 | 800 | 13,0 | 19,0 | 26,0 | 15,0 | 22,5 | 30,0 | 17,0 | 25,5 | 34,0 |
| 45 | 20,25 | 1,65 | 900 | 16,0 | 24,0 | 31,0 | 19,0 | 28,5 | 38,0 | 21,5 | 32,2 | 43,0 |
| 50 | 25,00 | 2,00 | 1100 | 20,0 | 30,0 | 40,0 | 23,3 | 35,0 | 46,5 | 26,6 | 40,0 | 53,2 |
| 55 | 30,25 | 2,50 | 1400 | 24,0 | 36,0 | 48,0 | 28,3 | 42,5 | 56,5 | 32,4 | 48,0 | 64,0 |

Besondere Rillen sind für die Quadratseile im allgemeinen nicht erforderlich.

Als Arbeitsverluste beim Hanfseilbetrieb kommen die Widerstände der Zapfenreibung und der Seilsteifigkeit, ferner die hier unter Umständen sehr beträchtlichen Gleitverluste des Seiles in Betracht.

Der Zapfendruck $2\,S_0'$ ist in entsprechender Weise wie beim Riemen zu beurteilen — er steigert sich bei einem neu aufgelegten Seile bis $40\,d^2$ ($d =$ Seildurchmesser in cm) und darüber.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust infolge der Seilsteifigkeit kann für mittlere Verhältnisse zu etwa 4 bis 5 % angenommen werden.

Der Gleitverlust ist erheblich höher als beim Riemenbetriebe und kann nicht wie dort vernachlässigt werden, zumal nicht bei Antrieben mit einer größeren Anzahl von Hanfseilen. Es ist beinahe unmöglich, nebeneinander liegende Seile gleich straff aufzuziehen, auch immer Seile von gleichen Abmessungen und infolgedessen gleicher Dehnbarkeit während des Betriebes zu erhalten. Beide Übelstände haben Gleitverluste zur Folge. Bei größerer Seilzahl können diese letzteren bis zu etwa 10 % der übertragenen Höchstleistung ausmachen. Mit der Verwendung von Quadratseilen anstatt der Rundseile lassen sich, wie schon bemerkt, die Gleitverluste verringern.

### α) Berechnung der Hanfseile.

Für wagerechten oder nur wenig schiefen Betrieb und unter normalen Verhältnissen (genügender Achsenabstand, nicht zu bedeutender Wechsel in der Größe von $P$, vorzüglichem Material etc.) kann für mittlere Geschwindigkeiten von etwa $v = 15$ bis 20 m/sek gesetzt werden

$$P = 3\,d^2 \text{ bis } 4\,d^2, \quad D \gtreqless 30\,d \text{ und } \alpha \gtreqless 2{,}5;$$
$$P = 5\,d^2 \text{ bis } 6\,d^2, \quad D \gtreqless 50\,d \text{ und } \alpha \gtreqless 3.$$

Für größere Geschwindigkeiten bis etwa $v = 30$ m/sek und darüber kann bei Verwendung großer Scheiben und unter sonst günstigen Verhältnissen mit $P$ bis $9\,d^2$ gegangen werden. Die vorstehenden Zahlenwerte gelten für Betriebe mit Dehnungsspannung; für solche mit Belastungsspannung können dieselben unter sonst gleichen Verhältnissen um etwa ein Viertel höher gewählt werden.

Mit $z$ Seilen folgt aus

$$P\,z\,v = 75\,N \text{ und } P = 6\,d^2 \text{ bis } 3\,d^2$$

$$z\,d^2 = 12{,}5\,\frac{N}{v} \text{ bis } 25\,\frac{N}{v}.$$

Für $P = 4{,}5\,d^2$, $q = 0{,}075\,d^2$, $v = 20$ m/sek, $e^{\mu\alpha} \sim 2$ (Rille keilförmig nach Fig. 135, S. 177) wird nach Gl. 16 (S. 141)

$$S_1 \sim 12\,d^2 \text{ und } S_2 \sim 7{,}6\,d^2,$$

demnach

$$S_0 \sim 9{,}8\,d^2.$$

Für eine Scheibe mit $D = 60$ cm wird bei $P = 4{,}5\,d^2$ und $z$ Seilen

$$75\,N = P\,z\,\frac{\pi\,D}{100}\,\frac{n}{60} = 4{,}5\,d^2\,z\,0{,}6\,\pi\,d\,\frac{n}{60},$$

also

$$z = \frac{5000\,N}{3\,\pi\,n\,d^3} \sim 530\,\frac{N}{n\,d^3}.$$

In der Regel werden bei Anlagen bis zu fünf Seilen ein Seil, bei größeren Anlagen zwei bis drei Seile mehr genommen, als die vorstehende Gleichung erfordert.

### β) Hanfseilscheiben.

Den Scheibendurchmesser runder Hanfseile wählt man für die kleinere von zwei zusammenarbeitenden Scheiben

$$D = 30\,d \text{ bis } 50\,d.$$

Die größere Scheibe ist in der Regel die treibende.

Quadratische Seile arbeiten auch bei kleineren Scheiben noch günstig (s. Angaben in der Tabelle über Quadratseile „Patent Beck" S. 175).

Die Rillen sollen möglichst glatt, mit gleichem Durchmesser und Querschnitte gedreht sein.

Für die Treib- und Zwischenrollen wählt man die Rillenform nach Fig. 135, wobei $d$ der Seildurchmesser in mm und $\operatorname{tg}\beta = \frac{8}{20}$ bis $\frac{9}{20}$ oder $2\,\beta \sim 45^0$; die Tragrollen erhalten eine auf dem Grunde nach dem Durchmesser $d$ kreisförmig ausgedrehte Rille (Fig. 136).

Fig. 137 zeigt eine zweirillige, zwischen den Armen geteilte Hanfseilscheibe von 1100 mm Durchmesser der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau, Fig. 138 eine fünf- bezw. achtrillige, in den Armen geteilte derartige Scheibe mit einem bezw. mit zwei Armsternen des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover. Eine aus zwei, je zwischen den Armen geteilten Scheiben zusammengesetzte, gleichzeitig als Schwungrad dienende Hanfseilscheibe von 6000 mm Durchmesser und 2380 mm gesamter Breite für 36 je 50 mm

dicke Seile läßt Fig. 139 erkennen. Jede einzelne Scheibe ist mit zwei konzentrischen Kranzverstärkungsrippen versehen, die mit den Armen

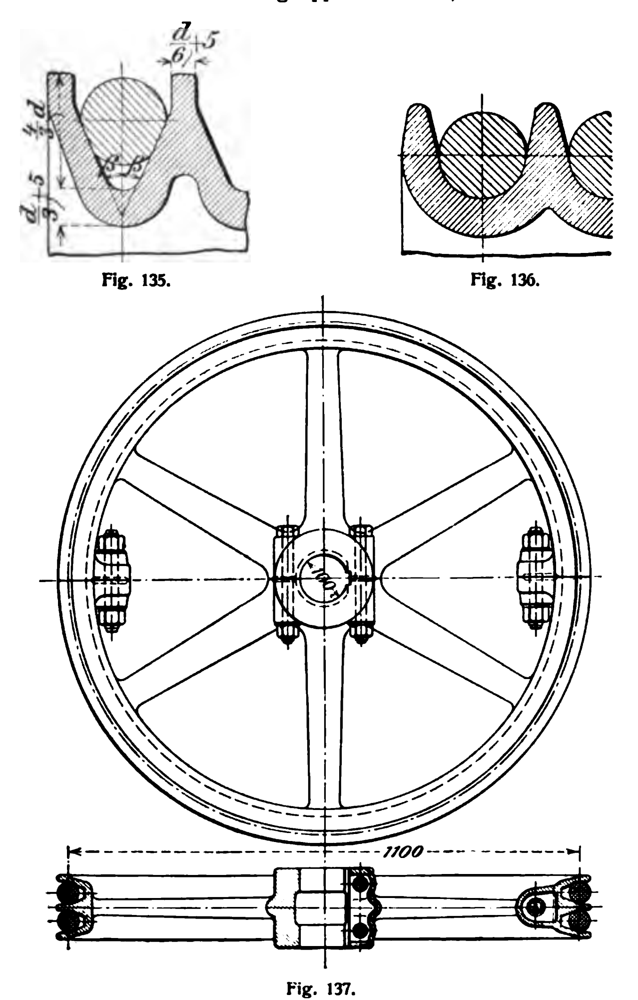



Fig. 135.

Fig. 136.

Fig. 137.

durch kurze radiale Rippen verbunden sind. In den Zahnkranz der einen Scheibe greifende Klinken eines Schaltwerkes ermöglichen die Drehbewegung des Rades.

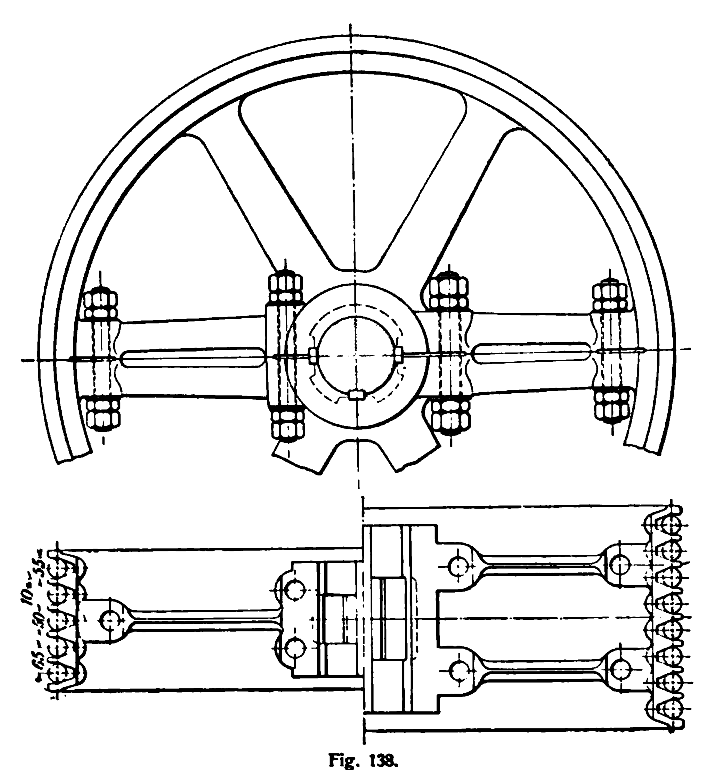


Fig. 138.

Nachstehende Tabelle gibt die Gewichte gußeiserner Hanfseilscheiben mit 1 bis 10 Rillen für Seile von 45 mm Durchmesser.

Gewichte gußeisener Hanfseilscheiben in kg.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.
Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

| Scheibendurchmesser mm | Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1000 | 85 | 160 | 233 | 305 | 375 | 465 | 535 | 604 | 672 | 740 |
| | 95 | 175 | 253 | 325 | 405 | 505 | 575 | 644 | 722 | 790 |
| 1200 | 112 | 202 | 280 | 373 | 455 | 575 | 657 | 739 | 819 | 900 |
| | 127 | 217 | 309 | 393 | 485 | 615 | 697 | 779 | 869 | 950 |

| Scheiben-durch-messer mm | Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1400 | 139 | 244 | 344 | 441 | 535 | 685 | 780 | 874 | 966 | 1060 |
| | 154 | 259 | 364 | 461 | 585 | 725 | 820 | 924 | 1016 | 1120 |
| 1600 | 167 | 288 | 403 | 514 | 622 | 802 | 910 | 1017 | 1123 | 1230 |
| | 182 | 308 | 423 | 534 | 652 | 842 | 950 | 1067 | 1173 | 1290 |
| 1800 | 196 | 334 | 466 | 593 | 716 | 926 | 1047 | 1168 | 1289 | 1410 |
| | 211 | 354 | 486 | 613 | 746 | 966 | 1097 | 1218 | 1339 | 1470 |
| 2000 | 225 | 380 | 529 | 672 | 810 | 1050 | 1185 | 1320 | 1455 | 1590 |
| | 245 | 400 | 549 | 702 | 850 | 1090 | 1235 | 1370 | 1505 | 1650 |
| 2200 | 257 | 432 | 601 | 762 | 918 | 1190 | 1343 | 1496 | 1649 | 1802 |
| | 277 | 452 | 621 | 792 | 958 | 1240 | 1393 | 1546 | 1709 | 1872 |
| 2400 | 289 | 484 | 672 | 853 | 1026 | 1330 | 1501 | 1672 | 1843 | 2014 |
| | 309 | 504 | 697 | 883 | 1066 | 1380 | 1551 | 1722 | 1903 | 2084 |
| 2600 | 320 | 538 | 748 | 950 | 1144 | 1480 | 1670 | 1862 | 2053 | 2243 |
| | 340 | 558 | 773 | 980 | 1184 | 1530 | 1720 | 1922 | 2113 | 2313 |
| 2800 | 350 | 594 | 829 | 1055 | 1272 | 1640 | 1853 | 2066 | 2278 | 2489 |
| | 370 | 614 | 854 | 1085 | 1322 | 1690 | 1903 | 2126 | 2338 | 2559 |
| 3000 | 380 | 650 | 910 | 1160 | 1400 | 1800 | 2035 | 2270 | 2504 | 2735 |
| | 405 | 680 | 940 | 1195 | 1450 | 1850 | 2085 | 2330 | 2564 | 2805 |

Fig. 139.

### 3. Baumwollseilbetrieb.

Bei Antrieben mit Baumwollseilen erfolgt die Kraftübertragung durch Dehnungsspannung wie beim Riemenbetriebe, es gilt demnach das dort Gesagte auch hier. Bei großen Seillängen sind Tragrollen anzuordnen. Zufolge der Geschwindigkeit und großen Elastizität der Baumwollseile kann der Rollendurchmesser und auch der Achsenabstand klein gewählt werden. Mit letzterem geht man auf das 1,5-fache der Scheibendurchmesser-Summe herunter.

Abmessungen und Gewichte gebräuchlicher Treib-Baumwollseile sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Treib-Baumwollseile.
Felten & Guilleaume in Köln (Rhein).

| Seildurchmesser in mm | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Seilgewicht in kg/lfd. m | 0,280 | 0,470 | 0,670 | 0,930 | 1,200 | 1,500 | 1,850 | 2,100 |

Für den Antrieb von Schiebebühnen, Laufkranen etc. werden Baumwollseile in Stärken von 16 bis 22 mm verwendet.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe ist wegen des kleineren Wertes von $E$ erheblich größer als bei Hanfseilen.

#### α) Berechnung der Baumwollseile.

Treib-Baumwollseile werden wie Hanfseile berechnet.

Bei Laufkranen kann gesetzt werden

$$P \lesseqgtr 9\,d^2, \text{ für } D \gtreqless 30\,d,$$

so daß bei $v_{max} = 25$ m/sek und dem gebräuchlichen $d = 16$ mm

$$\frac{9 \cdot 1{,}6^2 \cdot 25}{75} = \sim 8 \text{ PS}$$

übertragen werden können.

#### β) Baumwollseilscheiben.

Den Durchmesser der Seilscheiben wählt man

$$D = 20\,d \text{ bis } 30\,d.$$

Die Treibrollen erhalten Rillen nach Fig. 135; bei Rollen für Laufkrane pflegt man den Winkel $\beta$ etwa $15^0$ zu nehmen.

Die Leitrollen werden mit Rillen nach Fig. 136 versehen.

## D. Zapfen.

Je nachdem der Zapfendruck senkrecht zur Längsachse des Zapfens oder aber in Richtung derselben wirkt, unterscheidet man Trag- und Spurzapfen. Erstere werden als Stirnzapfen bezeichnet, wenn sie das Ende einer Welle bilden; anderenfalls heißen sie Halszapfen.

Bei Bestimmung der Zapfenabmessungen kommen in Betracht:

die Festigkeit (Sicherheit gegen Abbrechen);

der Flächendruck zwischen Zapfen und Lager (Sicherheit gegen das Anfressen der Gleitflächen);

die Reibungsarbeit (Sicherheit gegen das Heißlaufen).

Es bezeichne
$P$ den größten Zapfendruck in kg,
$d$ den Durchmesser des Zapfens in cm,
$l$ die Länge des Zapfens in cm,
$W$ das Widerstandsmoment des Zapfenquerschnittes in ccm,
$k_b$ die zulässige Biegungsspannung des Materials in kg/qcm,
$k$ den zulässigen Flächendruck in kg/qcm.

## a) Cylindrischer Tragzapfen (Fig. 140).

Die Rücksicht auf Festigkeit ergibt für den vollen Stirnzapfen (als eingemauerter Balken betrachtet, der eine gleichmäßig verteilte Last $P$ trägt)

$$P\,0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1\, d^3 k_b \quad . \quad 28$$

und für den hohlen Stirnzapfen ($d_2$ = äußerer, $d_1$ = innerer Durchmesser)

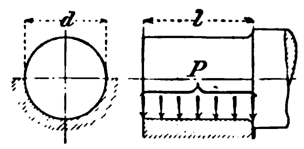


Fig. 140.

$$P\,0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1\,\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}\,k_b .$$

In den meisten Fällen wechselt die Kraftrichtung, so daß nach der Belastungstabelle auf S. 43 für die zulässige Biegungsspannung zu setzen ist

| | |
|---|---|
| für Flußstahl | für Fluß- und Schweißeisen |
| $k_b$ = 400 bis 500 kg/qcm, | 300 bis 400 kg/qcm, |
| für Gußeißen | für Stahlguß |
| 150 bis 250 kg/qcm, | 250 bis 350 kg/qcm. |

Wechselt die Beanspruchung nicht vollständig, so können entsprechend höhere Werte in Rechnung gestellt werden.

Mit Rücksicht auf die Größe des zulässigen Flächendruckes wird, wenn der Zapfen zur Hälfte vom Lager umschlossen ist,

$$P = k\,l\,d \text{ bezw. } k\,l\,d_2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 29$$

Aus Gl. 28 und 29 folgt für den vollen Zapfen

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\,k_b}{k}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 30$$

Die Schulterhöhe des Zapfens wählt man

$$l = {}^1/_{16}\, d + 0{,}5 \text{ cm bis } {}^1/_{10}\, d + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Für die Wahl des Flächendruckes $k$ sind außer dem Material des Zapfens und der Lagerschale maßgebend die Güte der Ausführung, die Vollkommenheit der Schmierung, die Stärke der Wärmeentziehung, die minutliche Umdrehungszahl $n$ bezw. die Umfangsgeschwindigkeit $v$ des Zapfens u. s. w.

Für beständig in nachstellbaren Lagern umlaufende Zapfen kann der Flächendruck $k$ unter gewöhnlichen Verhältnissen betragen:

bei gehärtetem Tiegelstahl auf gehärtetem Tiegelstahl . . . . . . . . . . . . . . . . bis 150 kg/qcm,
„ gehärtetem Tiegelstahl auf Bronze . . . . „ 90 „
„ ungehärtetem „ „ „ . . . . . „ 60 „

bei Flußeisen und Schweißeisen mit glatter dichter Oberfläche auf Bronze . . . . . . . . bis 40 kg/qcm,
„ Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche, oder Gußeisen auf Bronze . . . . . . . „ 30 „
„ Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche auf Gußeisen . . . . . . . . . . . . . „ 25 „
„ Flußeisen und Schweißeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung . . . . . . . . . . „ 25 „

Für Zapfen, die sich nicht beständig drehen, sondern nur schwingen, kann mit $k$ erheblich höher gegangen werden. Für die aus Flußstahl gefertigten und auf Bronze laufenden Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen wählt man $k = 60$ bis 70 bezw. 75 bis 80 kg/qcm; bei Dampfmaschinen mit hoher Umdrehungszahl findet sich hierfür $k = 40$ bezw. 50 kg/qcm. Bei Schwungradwellenzapfen von Dampfmaschinen geht man nicht gern über $k = 15$ bis 16 kg/qcm. Für die Kurbelzapfen von Lochmaschinen und Scheren nimmt man $k \gtreqless 200$ kg/qcm.

Damit der Zapfen nicht heiß läuft, ist erforderlich, daß die in Wärme übergeführte Zapfenreibungsarbeit denjenigen Betrag nicht überschreitet, dessen gleichwertige Wärmemenge ohne Herbeiführung einer unzulässigen Temperatur noch abgeleitet werden kann.

Unter der Annahme, daß die ganze Reibungsarbeit $A$ des Zapfens (in mkg/sek) sich in Wärme umwandelt, und ferner eine dem Produkte $l\,d$ (in qcm) proportionale Wärmemenge abführbar ist, kommt obige Forderung darauf hinaus, daß die (spezifische) Reibungsarbeit $A_z$ in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion für gleichartige und unter gleichen Verhältnissen arbeitende Zapfen einen zulässigen Wert nicht überschreitet, d. h.

$$A_z \gtreqless \frac{A}{l\,d} = \frac{\frac{4}{\pi}\,\mu\,P_m\,\frac{d\,\pi\,n}{60 \cdot 100}}{l\,d} = \frac{\mu\,P_m\,n}{1500\,l}.$$

Wird gesetzt

$$\frac{1500\,A_z}{\mu} = w,$$

so folgt

$$l \gtreqless \frac{P_m\,n}{w} \quad \text{oder} \quad n \lesseqgtr w\,\frac{l}{P_m}, \quad \ldots \ldots \quad \mathbf{31}$$

worin $n$ die minutliche Umdrehungszahl des Zapfens, $P_m$ den mittleren Zapfendruck und $w$ eine Erfahrungszahl bedeutet, die um so größer ausfällt, je kleiner die Reibung ist und je günstiger die Verhältnisse für die Wärmeableitung liegen.

Für die Kurbelzapfen, mit Stahl- oder Bronzelagern, bei denen beide Schalen durch den Luftzug gleichmäßig abgekühlt werden, ist $w = 40\,000$ (entsprechend $A_z = 1{,}33$ und $\mu = \frac{1}{20}$) und unter sehr günstigen Verhältnissen (d. h. bei kleinem $l$ und $k$, Weißmetalllagern und vorzüglicher Schmierung) $w$ bis 90 000 (entsprechend $A_z = 3$) zu wählen. Für die Schwungradwellenzapfen (Wärmeabfuhr nur durch die untere Lagerschale möglich, der kühlende Luftzug fehlt) ist $w = 15\,000$ bis 30 000 bei Bronzeschalen, und $w = 30\,000$ bis 45 000 bei Weißmetallschalen zu setzen. Durch Wasserkühlung läßt sich $w$ noch erheblich steigern.

Die **Berechnung des Zapfens** ist in der Weise durchzuführen, daß zunächst aus Gl. 30 das Verhältnis $\frac{l}{d}$, dann mittels Gl. 29 die Größen $d$ und $l$ bestimmt werden. Befriedigt dieses $l$ die Gl. 31, so können $d$ und $l$ beibehalten werden, anderenfalls ist $l$ aus Gl. 31 zu ermitteln und hiermit aus Gl. 28 der Wert von $d$.

**Beispiel.** Es sollen die Abmessungen des Kurbel- und Kreuzkopfzapfens einer mit Auspuff arbeitenden Dampfmaschine (Cylinderdurchmesser $D = 40$ cm, Hub $s = 75$ cm, mittlere Einströmungsspannung des Dampfes $p = 6$ kg/qcm, mittlere Ausströmmungsspannung $p' = 1{,}3$ kg/qcm, minutliche Umdrehungszahl $n = 80$) bestimmt werden.

Mit dem Verhältnis der Kurbel- zur Schubstangenlänge 1 : 5 ergibt sich der Druck auf den Kurbelzapfen bei Nichtberücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes zu

$$\frac{\pi}{4} D^2 (p - p') \frac{1}{\cos 11^0 30'} = \frac{\pi}{4} 40^2 . 4{,}7 . \frac{1}{0{,}980} = \frac{5900}{0{,}980} \sim 6020 \text{ kg},$$

während der Druck auf den Kreuzkopfzapfen 5900 kg beträgt.

### Berechnung des Kurbelzapfens.

Mit $k_b = 500$ kg/qcm und $k = 60$ kg/qcm folgt aus Gl. 30

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 . 500}{60}} = \sqrt{1{,}67} \sim 1{,}3.$$

Hiermit ergibt sich aus Gl. 29 mit $P = 6020$ kg

$$6020 = 60 . 1{,}3\, d^2,$$
$$d \sim 9 \text{ cm},$$
$$l = 1{,}3 . d \sim 12 \text{ cm}.$$

Aus Gl. 31 folgt mit $w = 40000$ und dem hier in Betracht kommenden mittleren Zapfendruck $Pm = 4600$ kg (entsprechend einem Füllungsverhältnis $\sim 0{,}5$)

$$l \geqq \frac{4600 . 80}{40000} = 9{,}2 \text{ cm},$$

welche Forderung durch $l = 12$ cm erfüllt ist.

### Berechnung des Kreuzkopfzapfens.

Dieser Zapfen wird als sog. Gabelzapfen nach Fig. 141 ausgeführt.

Es ist mit Rücksicht auf Festigkeit

$$\frac{P l}{8} = 0{,}1\, d^3 k_b,$$

ferner erfordert der Flächendruck

$$P = k l d.$$

Aus beiden Gleichungen folgt

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}8 . k_b}{k}}.$$

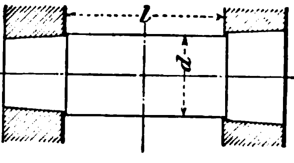



Fig. 141.

Mit $k_b = 400$ kg/qcm und $k = 80$ kg/qcm erhält man

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}8 . 400}{80}} = \sqrt{4} = 2.$$

Hiermit ergibt sich mit $P = 5900$ kg

$$5900 = 80 . 2\, d^2,$$
$$d \sim 6{,}5 \text{ cm},$$
$$l = 2\, d = 13 \text{ cm}.$$

Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Abmessungen des **nur schwingenden** Zapfens den Anforderungen in Bezug auf das Heißlaufen vollkommen Genüge leisten.

### b) Kugelförmiger Tragzapfen (Fig. 142).

Derselbe wird zumeist als Kurbelzapfen in Fällen verwendet, in denen eine genaue Lagerung des Zapfens Schwierigkeiten bietet, z. B. bei den Treibstangen der Sägegatter. Bezeichnet $d_1$ den Kugeldurchmesser in cm, so gilt für Tiegelstahl auf Bronze

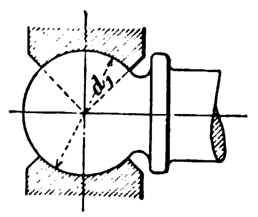


Fig. 142.

$$P = 40\, d_1^2$$

und mit Rücksicht auf das Heißlaufen, sofern die ableitbare Wärme proportional $\frac{\pi}{4} d_1^2$ gesetzt werden darf

$$A_s \gtreqless \frac{A}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{\frac{4}{\pi} \mu l \frac{d_1 \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \sim \frac{\mu P n}{1200\, d_1}.$$

Mit $\mu = \frac{1}{20}$ und $A_s = \frac{5}{4}$ wird

$$d_1 \gtreqless \frac{P n}{30\,000}.$$

### c) Spurzapfen.

Hier ist in gleicher Weise wie bei Berechnung der Tragzapfen zu verfahren, nur kommen Festigkeitsrücksichten nicht in Betracht.

#### 1. Ebener Spurzapfen (Fig. 143).

Bei Vernachlässigung der Schmiernuten, welche die Auflagerfläche um 10 bis 20 % verkleinern, gilt mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen

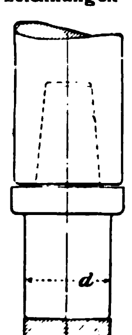



Fig. 143.

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 k \sim 0{,}8\, d^2 k.$$

$k$ ist nach S. 181 und 182 mit Rücksicht auf die Art der Drehung des Zapfens zu wählen.

Für Tiegelstahlzapfen auf dichtem hartem Gußeisen (Turbinenzapfen) kann $k$ wie für Bronze genommen werden.

Mit Rücksicht auf das Heißlaufen soll

$$A_s \gtreqless \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\mu P n}{3000\, d} \text{ sein,}$$

woraus

$$d \gtreqless \frac{\mu}{3000\, A_s} P n$$

und mit

$$\frac{3000\, A_s}{\mu} = w$$

$$d \gtreqless \frac{P n}{w} \text{ oder } n \lesseqgtr w \frac{d}{P} \quad \ldots \ldots \quad 32$$

Für die Spurlager von Triebwerken kann $w = 40\,000$ (entsprechend $A_z = \frac{2}{3}$ und $\mu = \frac{1}{20}$) gesetzt werden. Bei Turbinenzapfen findet sich $w$ bis 125 600 (entsprechend $A_z = 2{,}09$); es ist aber ratsam, auch hier unter diesem Werte zu bleiben.

2. Ringförmiger Spurzapfen (Fig. 144).

Hier gelten die Gleichungen

$$P = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)k \sim 0{,}8\,(d_2^2 - d_1^2)\,k;$$

$$d_2 - d_1 \gtrless \frac{\mu}{3000\,A_z} P n = \frac{P n}{60\,000\,A_z} = \frac{P n}{w},$$

sofern für $\mu$ und $A_z$ bezw. $w$ dieselben Werte wie unter 1 gesetzt werden.

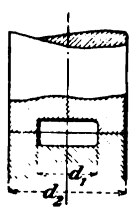


Fig. 144.

## d) Kammzapfen.

Der Durchmesser $d_1$ des Kammzapfens bestimmt sich aus Festigkeitsrücksichten. Der Durchmesser $d_2$ kann $1{,}2\,d_1$ bis $1{,}3\,d_1$ gewählt werden. (Je kleiner $d_2 - d_1$, um so größer ist die Anzahl der Ringe und umgekehrt.) Mit $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ und $b = \frac{d_2 - d_1}{2}$ ergibt sich, wenn $z$ die Anzahl der tragenden Ringe ist

$$P = \pi\, d_m\, b\, z\, k = \sim 3{,}2\, d_m\, b\, z\, k,$$

also

$$b\,z = \frac{P}{3{,}2\, d_m\, k}.$$

Es ist bei Kammzapfen, insbesondere für größere Zapfendrucke, ein gleichmäßiges Aufliegen sämtlicher Ringflächen nicht zu erwarten. Deshalb darf $k$ mit wachsendem $z$ nur 0,5 — bis 0,3 — mal so groß wie für ebene Spurzapfen gewählt werden.

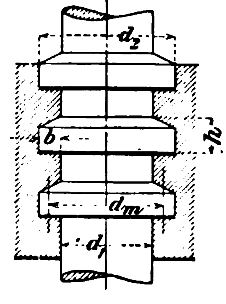


Fig. 145.

Ähnlich verhält es sich mit $A_z$ bezw. mit $w$.

Die Wärmeableitung durch den Körper des Kammzapfenlagers nach außen ist weit schwieriger als bei den ebenen und ringförmigen Spurzapfen. Aus diesem Grunde zieht man letztere bei senkrechten Wellen vor — z. B. im Turbinenbau — und wählt hierfür lieber Durchmesser bis zu 160 mm und mehr, ehe man sich zu einem Kammzapfen entschließt.

Es ist

$$A \gtrless \frac{A}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\,z} = \frac{\frac{1}{2}\,\mu\, P\, \frac{d_1 + d_2}{2}\, \frac{\pi\, n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)\,z} = \frac{\mu\, P}{6000\, b\, z}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf das Vorstehende bei Luftkühlung

$$w = \frac{6000\, A_z}{\mu} = 20\,000 \left(\text{entsprechend } A_z = \frac{1}{6} \text{ und } \mu = \frac{1}{20}\right),$$

so folgt

$$b\,z \geqq \frac{P\,n}{20\,000} \quad \text{oder} \quad n \leqq 20\,000\,\frac{b\,z}{P}.$$

Je größer $z$, um so kleiner wird $A_z$ wie auch $k$ zu wählen sein. Häufig führt die Notwendigkeit der Wärmeableitung zu solchen Abmessungen, daß $k$ nur etwa 4 bis 6 kg/qcm beträgt.

Die Stärke $h$ der auf Abscherung beanspruchten Ringe folgt aus

$$P = \pi\,d_1\,h\,z\,k_s,$$

worin $k_s$ die zulässige Schubspannung in kg/qcm bedeutet.

In der Regel ist

$$h = b \text{ bis } 1{,}5\,b.$$

## E. Achsen und Wellen.

Es bedeute:

$M_b$ das Biegungsmoment und $M_d$ das Drehmoment in cmkg,
$k_b$ die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
$k_d$ „ „ Drehungsspannung in kg/qcm,
$d$ den Durchmesser der Welle (Achse) in cm,
$W$ das Widerstandsmoment des Achsenquerschnittes in ccm,
$N$ die zu übertragende Leistung in PS,
$n$ die minutliche Umlaufzahl der Welle.

### a) Achsen.

Für die hier allein in Rechnung zu ziehende Biegungsbeanspruchung gilt

$$M_b = W\,k_b \sim 0{,}1\,d^3\,k\,.$$

Sollen Hohlachsen Verwendung finden, so ist das dem Ringquerschnitte derselben entsprechende Widerstandsmoment in vorstehende Gleichung einzuführen. In den meisten Fällen wechselt die Kraftrichtung vollständig, so daß für $k_b$ die Werte III in der Belastungstabelle S. 43 zu wählen sind; für Gußeisen kann (unter Beachtung der Bemerkung [3]) auf S. 43) $k_b = 130$ bis 250 kg/qcm, für Wasserradachsen aus Eichenholz $k_b = 60$ kg/qcm gesetzt werden. Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig oder überhaupt nicht, so sind für $k_b$ die Werte II bezw. I auf S. 43 zu nehmen.

### b) Wellen.

Dieselben sind auf Drehung und gleichzeitig auf Biegung beansprucht. Für Drehungsbeanspruchung allein gilt

$$M_d = W\,k_d = \frac{\pi}{16}\,d^3\,k_d \sim \frac{1}{5}\,d^3\,k_b.$$

Für die Wahl der zulässigen Drehungsbeanspruchung $k_d$ aus der Tabelle S. 43 ist zu bemerken:

1. In den Fällen, in denen das Drehmoment $k_d$ gleichbleibend und stoßfrei ist, sind für $k_d$ die Werte I zu nehmen.
2. Schwankt $M_d$ ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen Null und seinem größten Betrage, so wählt man für $k_d$ die Werte II.

3. Wechselt das Drehmoment ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen einem größten $+M_d$ und einem in absoluter Hinsicht gleichen oder nahezu gleich großen $-M_d$, so sind für $k_d$ die Werte III zu nehmen.

Eigentliche Stoßwirkungen sind besonders zu berücksichtigen. (Die Bemerkungen [1]) und [2]) auf S. 43 sind zu beachten.)

Die Belastungsweise I kommt bei den üblichen Wellen kaum vor. Am nächsten stehen die Wellen von Turbinen, Wasserrädern u. s. w., sofern die Arbeitsmaschinen ihren Kraftbedarf nicht stark verändern; die zulässige Drehungsspannung liegt bei derartigen Wellen zwischen den Werten I und II. Für eichene Wasserradwellen ist $k_d = 50$ bis 60 kg/qcm zu setzen.

Die meisten Wellen gehören in das von den Belastungsweisen II und III umschlossene Gebiet.

Für Gußeisen ist $k_d$ unter Beachtung der Bemerkung [4]) auf S. 44 zu wählen; es empfiehlt sich jedoch, für die Belastungsweise Gußeisen ganz zu vermeiden.

Ist nicht das Drehmoment $M_d$, sondern die zu übertragende Leistung $N$ gegeben, so folgt aus

$$75\,N = \frac{M_d}{100}\,\frac{\pi n}{30} = \frac{\pi^2}{16}\,\frac{n\,d^3}{3000}\,k_d,$$

$$d \sim \sqrt[3]{\frac{360\,000}{k_d}\,\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{33}$$

In Wirklichkeit ist keine Welle nur auf Drehung beansprucht; stets ist ein biegendes Moment vorhanden, sei es auch nur infolge ihres Eigengewichtes.

Unter Berücksichtigung dieses Biegungsmomentes kann für normale Triebwerkwellen aus gewöhnlichem Walzeisen, d. h. für solche Wellen, deren zugehörige, nicht übermäßig schwere Scheiben oder Räder, Kupplungen u. s. w. in möglichster Nähe der Lagerstellen befestigt sind, $k_d$ mit etwa 120 kg/qcm in vorstehende Gleichung eingeführt werden, so daß

$$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}} \quad \text{bezw.} \quad M_d = 24\,d^3.$$

Für Wellen, auf denen schwere Räder sitzen, oder die sonst erheblich auf Biegung beansprucht werden, wie z. B. die Wellen der Kraftmaschinen, die ersten Antriebwellen (Hauptwellen) ist neben $M_d$ auch das biegende Moment $M_b$ zu berücksichtigen, d. h. sie sind auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen (vergl. unter „Kurbelwellen"). Hierfür gilt

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\,d_3\,k_b.$$

Da bei Wellen die Kraftrichtung zumeist vollständig wechselt, sind für $k_b$ die in der Belastungstabelle S. 43 unter III gegebenen Werte zu nehmen.

Die Entfernung $l$ von Mitte zu Mitte der Lager kann durchschnittlich betragen für Wellen von

| $d =$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 cm, |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $l =$ | 160 | 170 | 180 | 200 | 220 | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 cm. |

Um die durch $M_d$ bewirkte gesamte Formänderung einer Welle gering zu halten, wird empfohlen, den Verdrehungswinkel $\psi \gtrless {}^1/_4{}^0$ für den lfd. m zu wählen.

Es ist $\psi = l\,\vartheta$, worin $\vartheta$ den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel, d. h. den zum Halbmesser 1 cm gehörigen Verdrehungsbogen zweier um 1 cm voneinander abstehender Querschnitte, $l$ die Länge der Welle in cm bedeutet (s. S. 49).

Nach Versuchen von C. v. Bach ist für kreisförmigen Querschnitt

$$\vartheta = \frac{32}{\pi\, d^4}\,\frac{M_d}{G} \sim \frac{10\, M_d}{d^4\, G} = \frac{2\,250\,000}{\pi\, G}\,\frac{N}{n\, d^4}$$

($G$ = Gleitmodul des Materials in kg/qcm), demnach mit dem Mittelwert $G = 800\,000$

$$d = \sqrt[4]{\frac{2\,250\,000}{800\,000\,\pi}\,\frac{N}{n}\,\frac{100}{\frac{\pi}{180}\,\frac{1}{4}}} \sim 12\sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ oder } d = 0{,}734\sqrt[4]{M_d} \quad . \quad . \quad \mathbf{34}$$

Die minutliche Umlaufzahl kann für Hauptwellenleitungen $n = 100$ bis 150, für Nebenwellenleitungen $n = 200$ bis 300 gewählt werden. Zum Betriebe schnelllaufender Arbeitsmaschinen (wie z. B. Holzbearbeitungsmaschinen, Spinnereimaschinen) läßt man die Wellenleitung mit etwa $n = 250$ laufen; doch geht man hier bis $n = 400$.

Die folgende Tabelle[1]) enthält nach Gl. 33 berechnete, auf gerade Maße abgerundete Werte der Wellendurchmesser (in mm) für verschiedene $N$ und $n$, die mit bewährten Ausführungen gute Übereinstimmung zeigen.

Triebwerkwellen.

| $N$ in PS | Minutliche Umlaufzahl $n$ | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 275 | 300 | 350 | 400 |
| 1 | 50 | 45 | 45 | 40 | 40 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| 2 | 60 | 55 | 50 | 50 | 45 | 45 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 35 | 35 | 35 | 35 |
| 3 | 65 | 60 | 55 | 50 | 50 | 50 | 45 | 45 | 45 | 45 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 4 | 70 | 65 | 60 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 | 50 | 45 | 45 | 45 | 45 | 40 | 40 |
| 5 | 75 | 65 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 | 50 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| 6 | 75 | 70 | 65 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 45 | 45 |
| 7 | 80 | 75 | 70 | 65 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 | 50 | 45 |
| 8 | 85 | 75 | 70 | 65 | 65 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 | 50 |
| 9 | 85 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 | 50 |
| 10 | 85 | 80 | 75 | 70 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 55 | 50 | 50 |
| 11 | 90 | 80 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 55 | 50 |
| 12 | 90 | 85 | 75 | 75 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 | 50 |

[1]) Von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

| $N$ in PS | Minutliche Umlaufzahl $n$ | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 275 | 300 | 350 | 400 |
| 13 | 95 | 85 | 80 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 | 55 |
| 14 | 95 | 85 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 |
| 15 | 95 | 85 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 | 55 |
| 16 | 100 | 90 | 85 | 80 | 75 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 |
| 17 | 100 | 90 | 85 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 | 55 |
| 18 | 100 | 90 | 85 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 | 60 |
| 19 | 100 | 90 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 |
| 20 | 105 | 95 | 85 | 85 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 | 65 | 60 | 60 |
| 25 | 110 | 100 | 90 | 85 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 | 60 |
| 30 | 115 | 105 | 95 | 90 | 85 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 | 70 | 65 | 65 |
| 35 | 120 | 105 | 100 | 95 | 90 | 85 | 85 | 80 | 80 | 80 | 75 | 75 | 75 | 70 | 70 |
| 40 | 120 | 110 | 105 | 100 | 95 | 90 | 85 | 85 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 | 70 | 70 |
| 45 | 125 | 115 | 105 | 100 | 95 | 95 | 90 | 85 | 85 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 | 70 |
| 50 | 130 | 115 | 110 | 105 | 100 | 95 | 90 | 90 | 85 | 85 | 85 | 80 | 80 | 75 | 75 |

Ist der Wellendurchmesser der vorstehenden Tabelle entnommen, so erhält man die Drehungsspannung der Welle nach Gl. 33 zu

$$k_d = \frac{360\,000}{d^3} \cdot \frac{N}{n}.$$

Die zulässige Durchbiegung einer Welle (zwischen zwei Lagern) soll $^1/_3$ mm auf 1 m Wellenlänge nicht überschreiten. Hierbei ist auch festzustellen, ob die Länge der Zapfen selbsttätig sich einstellende Lagerschalen erfordert oder nicht. Ein weiteres Augenmerk ist, insbesondere bei langen Wellensträngen, darauf zu richten, daß durch den Temperaturwechsel hervorgerufene Längenänderungen derselben möglich sind (Ausdehnungskupplung). Jeder Wellenstrang (ohne Lagerstellen) muß zur Verhinderung seitlicher Verschiebungen mit mindestens zwei schmiedeisernen Stellringen versehen sein, die zu beiden Seiten eines Lagers oder zwischen zwei benachbarten Lagern sitzen können. Auf der Hauptwelle sind die Stellringe möglichst am vorderen Lager anzubringen.

Die Stellringe erhalten für $d = 3$ bis 15 cm Breiten von 3,5 bis 5,5 cm und Stärken von 1,5 bis 3,5 cm; sie werden einteilig, Fig. 146, oder zweiteilig, Fig. 147, in beiden Fällen mit je einer (für $d = 3$ bis 6,5 cm), anderenfalls mit zwei gehärteten Stahlschrauben mit versenkten Köpfen ausgeführt.

Das geeignetste Material für (Achsen und) Wellen ist Flußeisen und Flußstahl; scharfe Eindrehungen und plötzliche Querschnittsübergänge sind zu vermeiden. Gußeisen findet nur ausnahmsweise für hohle (Achsen und) Wellen Verwendung.

Wellen für $d = 3$ bis 15 cm werden in Längen von 2 bis 7 m hergestellt.

Zum Antrieb von transportabeln Arbeitsmaschinen, Hebezeugen u. s. w. finden aus Stahldrahtspiralen gefertigte biegsame Wellen Verwendung.

Die nachstehende Tabelle gibt mittels dieser Wellen übertragbare Leistungen in PS bei verschiedenen Stärken und Umlaufzahlen. Der

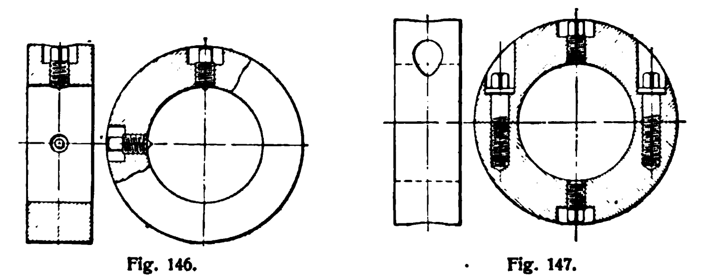


Fig. 146. Fig. 147.

größte Durchmesser beträgt 100 mm. Der zulässige Krümmungshalbmesser, in dem die Wellen normal arbeiten können, ist gleich ihrem sechs- bis siebenfachen Durchmesser.

Biegsame Wellen
der Berliner Maschinenfabrik Henschel & Co., G. m. b. H., in Charlottenburg-Berlin.

| Leistung in PS | Minutliche Umlaufzahl | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 100 | 200 | 300 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 2000 |
| | Durchmesser der Wellen in mm | | | | | | | | | | |
| 1/10 | 25 | 20 | 15 | 12,5 | 10 | 10 | 10 | 10 | 8 | 8 | 8 |
| 1/6 | 30 | 25 | 20 | 20 | 15 | 12,5 | 12,5 | 12,5 | 10 | 10 | 8 |
| 1/4 | 35 | 30 | 25 | 25 | 20 | 15 | 15 | 15 | 12,5 | 12,5 | 10 |
| 1/2 | 45 | 35 | 30 | 30 | 25 | 20 | 20 | 20 | 15 | 15 | 12,5 |
| 3/4 | 50 | 40 | 35 | 35 | 30 | 25 | 20 | 20 | 15 | 15 | 12,5 |
| 1 | 60 | 45 | 40 | 35 | 30 | 30 | 25 | 25 | 20 | 20 | 15 |
| 1,5 | 70 | 50 | 45 | 40 | 35 | 30 | 30 | 25 | 25 | 20 | 20 |
| 2 | . | 60 | 50 | 45 | 40 | 35 | 30 | 30 | 25 | 25 | 20 |
| 2,5 | . | 65 | 55 | 50 | 45 | 40 | 35 | 35 | 30 | 30 | 25 |
| 3 | . | 70 | 60 | 55 | 45 | 45 | 40 | 35 | 35 | 30 | 30 |
| 4 | . | . | 65 | 60 | 50 | 45 | 45 | 40 | 40 | 35 | 35 |
| 5 | . | . | 70 | 65 | 60 | 50 | 50 | 40 | 40 | 35 | 35 |
| 6 | . | . | . | 70 | 65 | 55 | 50 | 45 | 45 | 40 | 40 |
| 8 | . | . | . | . | 70 | 60 | 55 | 50 | 45 | 45 | 40 |
| 10 | . | . | . | . | . | 65 | 60 | 55 | 50 | 50 | 45 |
| 12 | . | . | . | . | . | 70 | 65 | 60 | 55 | 50 | 50 |
| 15 | . | . | . | . | . | . | 70 | 65 | 60 | 55 | 50 |

An den Enden tragen die biegsamen Wellen einen dem jeweiligen Verwendungszweck (insbesondere Bohren und Geschwindeschneiden) angepaßten Antriebmechanismus bezw. ein Anschlußstück; zu ihrem Schutze

und zur bequemen Handhabung sind sie mit einem Metallschlauch, in feuchten Räumen noch mit einem Ledermantel umgeben.

Die sog. komprimierten Wellen aus weichem Martinstahl haben gegenüber den abgedrehten oder rund gewalzten Wellen den Vorzug gleichförmigen Durchmessers (auf $^1/_{20}$ mm genau) und höherer Festigkeit.

Die komprimierten Wellen von Gebr. Reimbold in Kalk sind für $d = 1{,}2$ bis 7,5 cm bezw. $d = {}^1/_2$ bis 3″ engl. bis zu 7 m Länge erhältlich; ihre Zugfestigkeit beträgt nach den in der mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Charlottenburg angestellten Versuchen $\sim$ 6000 kg/qcm, gegenüber 4200 kg/qcm Zugfestigkeit der aus gewöhnlichem Walzeisen gefertigten Wellen. Der Verdrehungswinkel wurde an einem 30 cm langen Wellenstück von $d = 4{,}43$ cm an der Streckgrenze zu $\psi = 6{,}86^0$, an der Bruchgrenze zu $\psi = 3$ U. $+ 288^0$ ermittelt. Während die Widerstandsfähigkeit gewöhnlicher Wellen gegenüber den dynamischen Wirkungen bewegter Massen durch eingedrehte Lagerstellen in hohem Maße vermindert wird, können komprimierte Wellen, deren härteste Stellen, wie angestellte Zerreißversuche ergeben haben, nicht an der Oberfläche, sondern etwa in der Mitte zwischen dieser und der Wellenachse liegen, derartige Eindrehungen erhalten, ohne denselben mehr als im gewöhnlichen Verhältnisse zu schaden.

# F. Kupplungen.

Die Kupplungen dienen zur Verbindung der einzelnen Wellen und lassen sich, den jeweiligen Zwecken entsprechend, einteilen in feste, bewegliche und lösbare oder Ausrückkupplungen.

## a) Feste Kupplungen.

Zur festen Verbindung zweier Wellen wurden früher die Muffenkupplungen — cylindrische, über die Wellenenden geschobene und

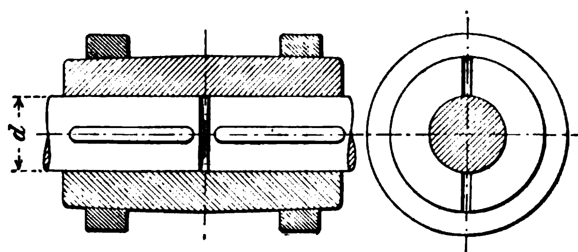



Fig. 148.

mit diesen durch Nasenkeile fest verbundene Hülsen häufig verwendet. Da ihre Anbringung und Lösung Schwierigkeiten verursachte, sind sie in der Neuzeit durch zweiteilige Kupplungen, die leicht eingebaut und wieder entfernt werden können, ersetzt worden.

Die hierher gehörige Hülsenkupplung, Fig. 148, besteht aus zwei an ihrem äußeren Umfange als Doppelkegel ausgebildeten Schalen,

die durch zwei entsprechend gebohrte, schmiedeiserne Ringe zusammengetrieben und damit auf die Wellenenden gepreßt werden. Zur Sicherung der Bewegungsübertragung dienen in Nuten der Wellenenden liegende Federn.

Man nimmt:

Mittlere Stärke der Schalenwandung = 0,3 $d$ + 1 cm;
Hülsenlänge = 3 $d$ + 2 cm bis 4 $d$;
Querschnitt eines Ringes = $^1/_6\, d^2$ bis $^1/_4\, d^2$;
Äußere Ansteigung der Schalen = $^1/_{25}$ bis $^1/_{20}$.

Die Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg liefert Kupplungen mit nur einerseits aufgeschnittener Hülse, die, in der Fig. 149 ersichtlichen Weise, durch

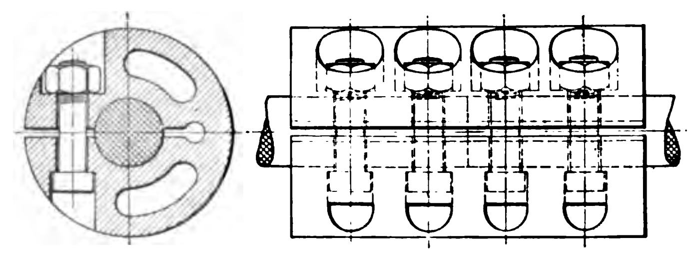


Fig. 149.

Schrauben auf die Wellenenden gepreßt wird, wobei ihr kräftig gehaltener Rücken die erforderliche Biegung zuläßt.

Die Abmessungen derartiger Kupplungen sind folgende.

| Bohrung mm | Länge mm | Äußerer Durchmesser mm | Anzahl der Schrauben | Bohrung mm | Länge mm | Äußerer Durchmesser mm | Anzahl der Schrauben |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 40 | 220 | 134 | 2 | 85 | 355 | 225 | 4 |
| 45 | 226 | 140 | 2 | 90 | 370 | 230 | 4 |
| 50 | 236 | 150 | 2 | 95 | 390 | 250 | 4 |
| 55 | 236 | 155 | 2 | 100 | 400 | 260 | 4 |
| 60 | 256 | 175 | 2 | 110 | 440 | 280 | 4 |
| 65 | 286 | 190 | 2 | 120 | 480 | 296 | 4 |
| 70 | 309 | 190 | 4 | 130 | 520 | 310 | 4 |
| 75 | 320 | 200 | 4 | 140 | 520 | 340 | 4 |
| 80 | 344 | 220 | 4 | 150 | 530 | 350 | 4 |

Fig 150 zeigt eine Schalenkupplung der Werkstätte für Maschinenbau vorm. Ducommun in Mühlhausen i. E. mit Querteilung der beiden Hälften; dieselben werden durch Schrauben, deren Köpfe und Muttern in äußeren Vertiefungen der Schalen liegen, auf die Wellenenden geklemmt.

Abmessungen und Gewichte dieser Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

| Bohrung mm | Länge mm | Äußerer Durchmesser mm | Anzahl der Schrauben | Durchmesser der Schrauben mm | Gewicht mit Bolzen kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 30 | 140 | 100 | 4 | 12 | 5,5 |
| 40 | 175 | 125 | 4 | 15 | 11 |
| 50 | 200 | 150 | 4 | 18 | 18 |
| 60 | 220 | 170 | 4 | 20 | 33 |
| 70 | 252 | 195 | 4 | 23 | 40 |
| 80 | 336 | 205 | 6 | 23 | 56 |
| 90 | 370 | 235 | 6 | 25 | 90 |
| 100 | 412 | 260 | 6 | 28 | 110 |
| 110 | 435 | 290 | 6 | 30 | 152 |
| 120 | 458 | 300 | 6 | 30 | 175 |
| 130 | 470 | 320 | 6 | 32 | 200 |
| 140 | 485 | 330 | 6 | 32 | 214 |
| 150 | 500 | 370 | 6 | 35 | 290 |
| 160 | 525 | 380 | 6 | 35 | 310 |
| 170 | 540 | 395 | 6 | 37 | 350 |

Bei den vorbesprochenen Hülsen- und Schalenkupplungen müssen die Durchmesser der Wellenenden möglichst genau übereinstimmen, damit eine centrische und sichere Verbindung der Welle erreicht wird.

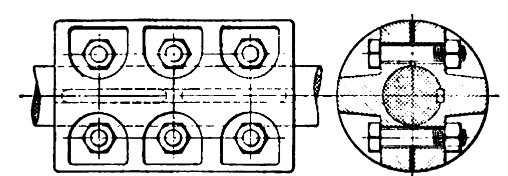


Fig. 150.

Bei der **Doppelkegelkupplung** nach **Sellers**, Fig. 151, können die Durchmesser der beiden Wellenenden etwas verschieden sein, ohne

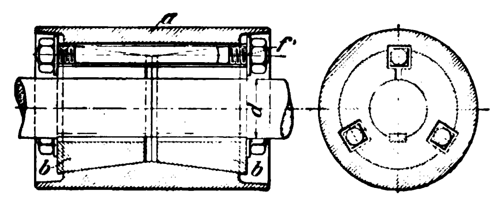



Fig. 151.

daß die Güte der Verbindung darunter leidet. Diese Kupplung besteht aus einem außen cylindrischen, innen doppelkegelförmig ausgedrehten

Körper *a*, in dessen Höhlung zwei entsprechend gestaltete aufgeschlitzte Kegel *b* mit cylindrischen Bohrungen genau eingepaßt sind. Durch Anziehen der in Nuten der Kegel *b* und des Hohlkörpers *a* geführten drei Schrauben *f* wird jeder Kegel sowohl gegen das zugehörige Wellenende, wie auch fest gegen den Körper *a* gepreßt; die hierdurch erzeugten Reibungskräfte kuppeln die Wellen. Zur Sicherung gegen Verdrehung sind noch zwei Federn eingelegt. Zwei diametrale Schaulöcher inmitten des Körpers *a* lassen die Lage des Wellenstoßes beim Aufbringen der Kupplung erkennen.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten derartigen Kupplungen gibt nachstehende Tabelle.

| Bohrung mm | Länge mm | Äußerer Durchmesser mm | Gewicht mm | Bohrung mm | Länge mm | Äußerer Durchmesser mm | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 30 | 150 | 100 | 6 | 100 | 360 | 260 | 90 |
| 40 | 170 | 120 | 10 | 110 | 380 | 280 | 112 |
| 50 | 210 | 140 | 17 | 120 | 410 | 300 | 140 |
| 60 | 240 | 165 | 27,5 | 130 | 445 | 325 | 162 |
| 70 | 265 | 190 | 38 | 140 | 470 | 350 | 220 |
| 80 | 300 | 212 | 53 | 150 | 500 | 390 | 287 |
| 90 | 320 | 235 | 68 | | | | |

Zur Verbindung stärkerer Wellen ($d \gtrless 12$ cm) eignet sich die Scheibenkupplung, Fig. 152. Ihre beiden Hälften werden entweder auf die Wellenenden warm aufgezogen oder mittels der Wasser-

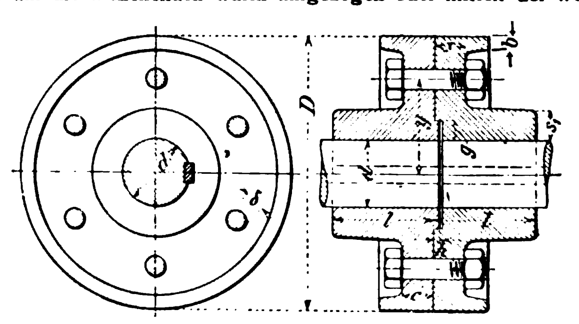


Fig. 152.

druckpresse befestigt, hierauf genau abgedreht. Zuweilen sind die Scheiben auch den Wellen angeschmiedet oder (bei gußeisernen Wellen) angegossen. Behufs centrischer Verbindung läßt man die Flanschen der durch Schrauben miteinander verbundenen Scheibenhälften in der Fig. 152 ersichtlichen Weise ineinander greifen.

Man nimmt:

Nabenstärke $s_1 = 0{,}4\,d + 1$ cm;

Nabenlänge $l \gtreqless \frac{5}{4} d$;

Stärke der Schrauben $\delta = \frac{d}{8} + 1$ cm bis $\frac{d}{8} + 1{,}5$ cm;

Scheibenstärke $c = \frac{5}{4}\delta$;

Stärke des Schutzrandes $b = \frac{\delta}{4} + 0{,}5$ cm;

Ansatzstärke $g = \frac{s_1}{2}$;

Ansatzhöhe $h = \frac{\delta}{3}$.

Die Anzahl $z$ der Schrauben (meist gerade gewählt) berechnet sich aus dem übertragenden Drehmoment $M_d$ nach der Gleichung

$$\frac{M_d}{y}\,\frac{x}{2} = W\,k_d = 0{,}2\,\delta^3\,z \cdot 300 = 60\,\delta^3\,z.$$

Hierin bedeutet noch $y$ den Halbmesser des Schraubenlochkreises, $x$ die Scheibenstärke $c +$ Arbeitsleiste $\sim c + 0{,}5$ cm. (In Fig. 152 ist keine Arbeitsleiste angebracht, demnach $x = c$.) Die übrigen Abmessungen der Kupplung ergeben sich mit Rücksicht darauf, daß vorstehende Teile vermieden werden, ferner ein Anziehen der Schraubenmuttern möglich ist.

Nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten Scheibenkupplungen.

| Bohrung $d$ mm | Länge $2\,l$ mm | Durchmesser $D$ mm | Durchmesser der Schrauben mm | Anzahl der Schrauben | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 175 | 225 | 16 | 4 | 21 |
| 55 | 175 | 225 | 16 | 4 | 22 |
| 60 | 200 | 260 | 20 | 4 | 33 |
| 65 | 200 | 260 | 20 | 4 | 34 |
| 70 | 225 | 300 | 23 | 4 | 46 |
| 75 | 225 | 300 | 23 | 4 | 47 |
| 80 | 250 | 330 | 26 | 4 | 60 |
| 85 | 250 | 330 | 26 | 4 | 62 |
| 90 | 275 | 345 | 26 | 4 | 74 |
| 95 | 275 | 345 | 26 | 4 | 76 |
| 100 | 300 | 360 | 26 | 6 | 90 |
| 105 | 300 | 360 | 26 | 6 | 93 |
| 110 | 325 | 385 | 26 | 6 | 110 |
| 115 | 325 | 385 | 26 | 6 | 114 |
| 120 | 350 | 420 | 29 | 6 | 130 |
| 125 | 350 | 420 | 29 | 6 | 135 |
| 130 | 375 | 435 | 29 | 6 | 155 |

| Bohrung $d$ mm | Länge $2l$ mm | Durchmesser $D$ mm | Durchmesser der Schrauben mm | Anzahl der Schrauben | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 135 | 375 | 435 | 29 | 6 | 160 |
| 140 | 400 | 455 | 29 | 8 | 180 |
| 145 | 400 | 455 | 29 | 8 | 186 |
| 150 | 425 | 470 | 29 | 8 | 210 |
| 160 | 450 | 500 | 33 | 8 | 242 |
| 170 | 475 | 520 | 33 | 8 | 282 |
| 180 | 500 | 555 | 36 | 8 | 326 |
| 190 | 525 | 570 | 36 | 8 | 374 |
| 200 | 550 | 590 | 36 | 10 | 432 |

Die Scheibenkupplungen haben den Nachteil, daß eine Welle erst nach einer Verschiebung um die Ansatzhöhe $h$ aus dem Strange herausgenommen werden kann. Alle Lager, Räder und Scheiben, die auf den Wellen befestigt werden sollen, müssen daher zweiteilig ausgeführt werden.

Die von der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke-A.-G. in Köln-Zollstock gebaute sog. Centratorkupplung, Fig. 153,

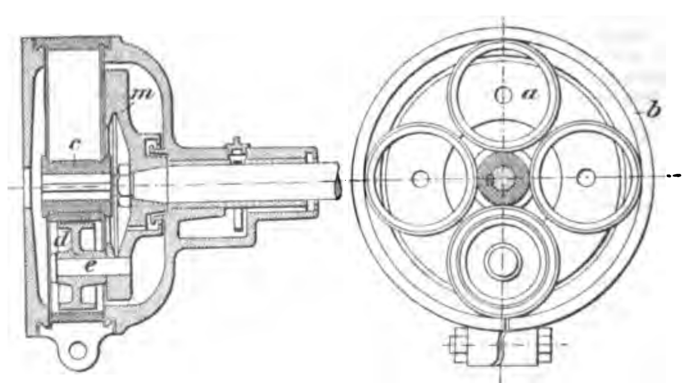



Fig. 153.

ermöglicht, ohne Riemen, Zahnräder u. s. w. die Bewegungen rasch laufender Wellen auf langsam laufende zu übertragen und umgekehrt. Das Wesen der in der Regel mit einem Elektromotor verbundenen Kupplung besteht darin, daß federnde Stahlringe $a$ durch einen Klemmring $b$ gegen eine auf der rasch laufenden Welle befestigte Rolle $c$ centrisch gepreßt und von ihr in Umdrehung versetzt werden; diese wird unter Vermittlung von Leitrollen $d$, deren Bolzen $e$ in einer auf das konische Ende der langsam laufenden Welle fest aufgezogenen

Mitnehmerscheibe *m* sitzen, auf die letztere bezw. auf die langsam laufende Welle selbst übertragen.

Die Centratorkupplung wird für die Übertragung beliebiger Arbeitsleistungen (von 1/8 PS aufwärts) und für Geschwindigkeitsübersetzungen bis 1 : 12 oder umgekehrt geliefert.

## b) Bewegliche Kupplungen.

Sie zerfallen in solche, welche in der Längsrichtung der Wellenachse, senkrecht zu dieser und ferner dem Achsenwinkel nach eine Bewegung gestatten.

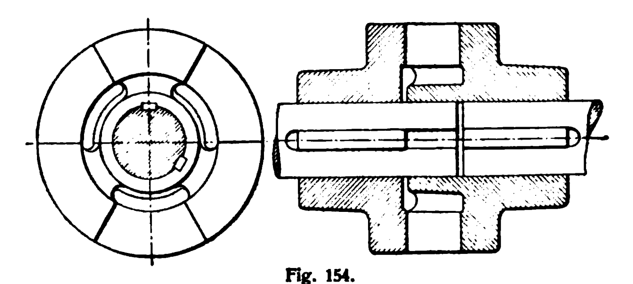


Fig. 154.

Fig. 154 zeigt eine längsbewegliche Kupplung, sog. Ausdehnungskupplung der Peniger Maschinenfabrik A.-G. in Penig, mittels welcher durch Temperaturwechsel hervorgerufene Längenänderungen eines Wellenstranges ausgleichbar sind. Sie besteht aus zwei auf die Wellenenden gekeilten Hälften, die mit je drei genau bearbeiteten, sektorenförmigen Vorsprüngen (Klauen) ineinander greifen. Die Centrierung der Wellen erfolgt dadurch, daß das eine Wellenende in die verlängerte Nabe der auf dem anderen Wellenende befestigten Kupplungshälfte hineinreicht.

Bei den von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.G. in Dessau ausgeführten Dehnungskupplungen, Fig. 155, wird die

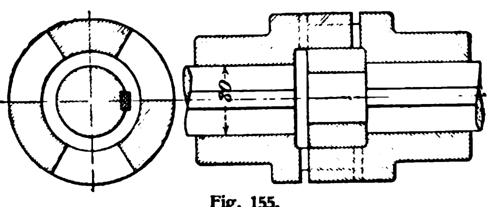


Fig. 155.

centrische Lage der Wellen durch einen im Innern der Kupplung liegenden gedrehten Ring gesichert. Die letztgenannte Firma liefert diese Kupplungen in folgenden Größen.

| Bohrung $d$ mm | Länge $2l$ mm | Durch-messer $D$ mm | Größte Aus-dehnung mm | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|
| 40 | 90 | 100 | 12 | 7 |
| 50 | 110 | 125 | 12 | 12,5 |
| 60 | 130 | 150 | 14 | 22 |
| 70 | 150 | 175 | 14 | 34 |
| 80 | 170 | 200 | 16 | 50 |
| 90 | 185 | 225 | 16 | 68 |
| 100 | 205 | 250 | 20 | 94 |
| 110 | 225 | 275 | 20 | 125 |
| 120 | 250 | 300 | 20 | 166 |

Ist ein Wellenstrang fest gelagert und befinden sich auf ihm Kegelräder, Reibungskupplungen, Stirnräder mit Pfeilzähnen u. s. w., mittels welcher ein zweiter Wellenstrang angetrieben wird, so ist der Einbau einer längsbeweglichen Kupplung unbedingt erforderlich; dies empfiehlt sich selbst dann, wenn bei längeren Wellensträngen eine Verschiebung der Wellenenden gestattet ist, damit die Laufflächen der Wellen (in den Lagern) möglichst in ihrer Stellung und in Sauberkeit erhalten bleiben. Befinden sich auf einem langen Wellenstrange mehrere solcher Antriebe, so sind zwei oder mehrere Dehnungskupplungen anzubringen.

Senkrecht zur Wellenachse gerichtete Bewegungen gestattet die Kreuzscheibenkupplung von Oldham, Fig. 156. Zwischen den

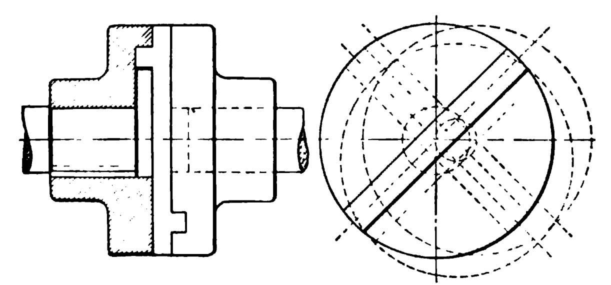


Fig. 156.

auf den Wellenenden befestigten Kupplungshälften liegt eine Scheibe mit zwei um 90⁰ gegeneinander versetzten prismatischen Federn, die in entsprechende Nuten der ersteren eingreifen. Bei centrischer Lage der Wellen wirken die Federn und Nuten ohne gegenseitige Gleitung als Mitnehmer. Tritt eine parallele Verschiebung der einen Welle hinsichtlich der anderen ein, so führt die Zwischenscheibe unter dem Einflusse der Drehbewegungen beider Wellen eine resultierende Bewegung um eine parallele Achse aus, die in der Mitte zwischen den beiden ursprünglichen Wellenachsen liegt. Der Mittelpunkt der Zwischenscheibe

wird sonach bei einer Umdrehung der Wellen zwei Umdrehungen auf einem Kreise vom Durchmesser = dem Achsenabstande vollführen. Die Bewegungsübertragung geschieht gleichförmig. Die Kupplung findet u. a. zur Verbindung für sich gelagerter Vorgelegewellen mit den Walzenzapfen von Papierkalandern Verwendung.

Eine Kupplung, die kleine Längenverschiebungen der Wellen und auch geringe Richtungsänderungen derselben zuläßt, ist die Sharpsche Klauenkupplung. Die eine Hälfte derselben greift mit zwei oder drei Vorsprüngen (Klauen) in entsprechende Vertiefungen der anderen Hälfte ein. Wird die eine Hälfte nicht fest, sondern verschiebbar auf dem zugehörigen Wellenende angeordnet, so erhält man eine lösbare

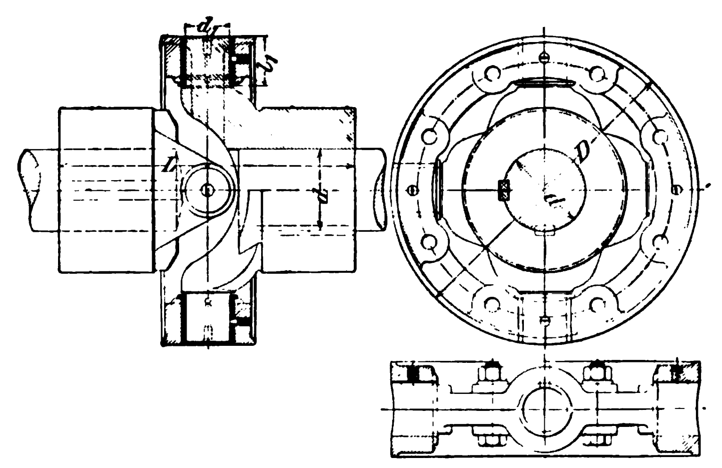


Fig. 157.

Kupplung, die aber wegen verschiedener Nachteile, anderen derartigen Kupplungen gegenüber, nur noch eine beschränkte Anwendung findet (vergl. S. 202).

Eine zuverlässige Verbindung zweier verschieden gerichteter Wellen läßt sich mittels der Kreuzgelenkkupplung (Universalgelenk), Fig. 157, erreichen und zwar selbst dann noch, wenn die Wellenachsen nicht genau in derselben Ebene liegen. In diesem Falle drehen sich nicht nur die Gelenkzapfen in ihren Lagern, sondern sie verschieben sich auch. Die auf den Wellenenden befestigten Gabeln sind mit den zugehörigen Zapfen und aus einem Stück gefertigt. Der die Zapfen bezw. deren Büchsen umschließende, das Mittelstück bildende Ring besteht aus zwei durch acht Schrauben zusammengehaltenen Teilen.

Die Bewegungsübertragung ist ungleichförmig und erfolgt bei einem Wellenwinkel $\alpha$ so, daß $1 : \cos \alpha$ und $\cos \alpha$ die äußersten Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten sind. Die Ungleichförmigkeit in der Bewegung läßt sich vermeiden, wenn man eine Zwischenwelle $c$,

Fig. 158, anordnet, die mit der treibenden und der getriebenen Welle durch je ein Universalgelenk verbunden ist und mit diesen beiden Wellen gleiche Winkel bildet.

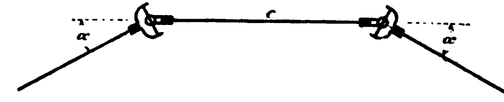



Fig. 158.

Für die Berechnung der Gelenkzapfen vom Durchmesser $d_1$ und der Länge $l_1$ gilt

$$\frac{1}{2}\,\frac{P}{\cos\alpha}\,\frac{l_1}{2} = 0{,}1\, d_1^3 k_b,$$

worin $P = \frac{M_d}{R}$ die Umfangskraft in kg, $M_d$ das Drehmoment in cmkg, $k_b$ die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm bedeuten.

Man nimmt

$$\frac{l_1}{d_1} \gtrless 1{,}25.$$

Hauptabmessungen und Gewichte der Fig. 157 ersichtlichen Kreuzgelenkkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau sind aus folgender Zusammenstellung zu entnehmen.

| Bohrung $d$ mm | Länge $L$ mm | Äußerer Durchmesser $d$ mm | Gewicht kg | Bohrung $d$ mm | Länge $L$ mm | Äußerer Durchmesser $D$ mm | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 40 | 160 | 160 | 7 | 110 | 430 | 430 | 146 |
| 50 | 200 | 200 | 15 | 120 | 475 | 480 | 215 |
| 60 | 230 | 240 | 24 | 130 | 475 | 480 | 220 |
| 70 | 270 | 280 | 36 | 140 | 530 | 600 | 450 |
| 80 | 310 | 305 | 52 | 150 | 530 | 600 | 460 |
| 90 | 350 | 350 | 79 | 160 | 600 | 800 | 720 |
| 100 | 390 | 390 | 98 | 170 | 600 | 800 | 740 |

Zu den beweglichen Kupplungen gehören auch die in neuerer Zeit zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen durch Kraftmaschinen, ferner von Arbeitsmaschinen (Hebemaschinen, Pumpen u. dergl.) durch Elektromotoren verwendeten Kupplungen, bei denen zur Bewegungsübertragung von einer Kupplungshälfte auf die andere dienende elastische Bänder oder Scheiben eine geringe Längs- und Querbeweglichkeit der Wellenenden gegeneinander gestatten.

Soll eine derartige Kupplung noch den Übergang des Stromes von der elektrischen Maschine auf den übrigen Teil der Anlage verhindern, so sind die vorgenannten Bänder oder Scheiben aus einem isolierenden Material, wie Gummi, Leder oder dergleichen, herzustellen.

Eine hierher gehörige sog. elastische Isolationskupplung, Patent Zodel-Voith, der Firma J. M. Voith in Heidenheim zeigt Fig. 159.

Die Wellenenden tragen aufgekeilte Scheiben, deren cylindrische, konzentrisch ineinander greifende Ränder je gleichviel Schlitze mit wulstartigen Kanten haben. Ein Leder- oder Baumwollriemen ist, nur

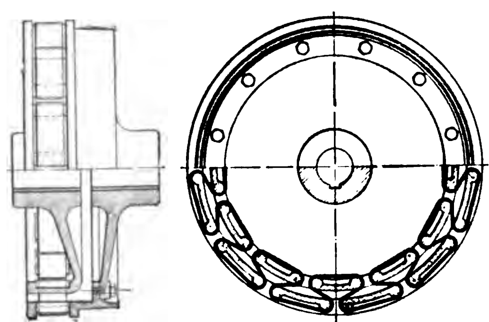


Fig. 159.

lose angezogen, nahtartig durch diese Schlitze geschlungen und überträgt die Bewegung von einer Kupplungshälfte auf die andere. Nach Lösen von Verbindungsschrauben, mit denen der äußere Schlitzring an der einen Kupplungshälfte befestigt ist, läßt sich dieser in Richtung der Wellenachse verschieben, so daß jede Welle für sich ohne achsiale Verschiebung aus ihren Lagern gehoben werden kann. Die gangbaren Größen der Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

| Nummer der Kupplung | $\frac{N}{n}$ | Bohrung mm | Größter Durchmesser mm | Nabenlänge mm | Spielraum zwischen den Wellenenden mm | Abmessungen des Riemens: Breite mm | Stärke mm | Länge mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,7 | 0,00087 | 15 | 70 | 30 | 25 | 15 | 1 | 320 | 1,2 |
| 0,9 | 0,0017 | 20 | 90 | 30 | 25 | 15 | 1 | 400 | 1,8 |
| 1,2 | 0,003 | 20 | 120 | 40 | 20 | 20 | 2 | 900 | 3,8 |
| 1,5 | 0,007 | 25 | 150 | 50 | 18 | 25 | 2 | 950 | 7 |
| 2 | 0,01 | 30 | 200 | 50 | 20 | 25 | 2 | 1450 | 13 |
| 3 | 0,03 | 40 | 300 | 75 | 20 | 40 | 3 | 2450 | 28 |
| 4 | 0,075 | 50 | 400 | 90 | 20 | 50 | 4 | 3450 | 55 |
| 5 | 0,15 | 60 | 500 | 115 | 20 | 50 | 4 | 4300 | 85 |
| 6 | 0,46 | 90 | 600 | 160 | 30 | 75 | 6 | 5350 | 170 |
| 8 | 1,12 | 120 | 800 | 220 | 30 | 100 | 7 | 6950 | 345 |
| 10 | 2,13 | 140 | 1000 | 260 | 40 | 120 | 8 | 8500 | 640 |
| 12 | 3,8 | 170 | 1200 | 300 | 40 | 120 | 8 | 11100 | 900 |
| 14 | 5,25 | 200 | 1400 | 330 | 50 | 140 | 8 | 12800 | 1300 |
| 16 | 8 | 230 | 1600 | 360 | 50 | 160 | 8 | 14700 | 1750 |
| 18 | 10 | 250 | 1800 | 375 | 50 | 160 | 8 | 17400 | 2350 |

Beispiel. Es sollen 330 PS mit 400 minutlichen Umdrehungen übertragen werden. Da $\frac{N}{n} = \frac{300}{400} = 0{,}825$, ist die Kupplung (Nr. 8), die $\frac{N}{n} = 1{,}12$ hat, zu wählen.

G. Polysius in Dessau ist unter D.R.P. Nr. 120783 eine isolierende Kupplung geschützt worden, die aus zwei auf den Wellenenden befestigten, mit Zähnen versehenen Mitnehmerscheiben besteht. Zwischen die Zähne beider Scheiben werden abwechselnd Gummi- und Holzplatten eingeschoben, deren Herausfallen ein übergestreifter Ring verhindert.

(Weitere isolierende Kupplungen s. unter „Lasthebemaschinen".)

## c) Lösbare Kupplungen.

Lösbare Kupplungen finden Anwendung, um Teile eines Wellenstranges leicht außer Tätigkeit setzen zu können.

Das einfachste Mittel hierzu bietet die Fig. 160 ersichtliche Sharpsche Klauenkupplung. In der Regel erhalten die Kupplungshälften zur Erleichterung des Einrückens schräg geformte

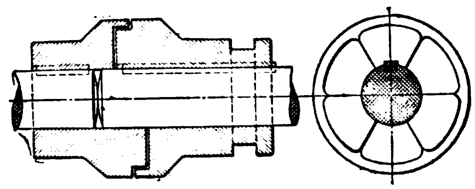


Fig. 160.

Zähne. Das Ein- und Ausrücken geschieht durch Hebel, die entweder direkt oder mittels Gleitbacken in eine Ringnut der beweglichen Kupplungshälfte eingreifen oder aber mit einem in dieser liegenden sog. Schleifringe verbunden sind.

Als Nachteile der Sharpschen Klauenkupplung sind anzuführen, daß die Feder (zuweilen sind es zwei Federn), mit der die verschiebbare Hälfte derselben auf der Welle befestigt ist, eine starke Beanspruchung durch Hinauskanten aus der Nut erfährt. Auch läßt sich ein Ausrücken während des Betriebes oder bei größeren Belastungen wegen der hierbei zu überwindenden bedeutenden Reibungswiderstände nur schwer oder gar nicht bewerkstelligen.

Diese Übelstände werden durch die Hildebrandtsche Zahnkupplung zu vermeiden gesucht. Sie besteht, in der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau gewählten Ausführung, Fig. 161, aus zwei auf den Wellenenden festgekeilten Hälften — dem Kreuz $a$ und Gehäuse $b$ — mit je vier Lücken, in welche die Zähne $c$ der auf dem Kreuz $a$ verschiebbaren Muffe $d_1$ schließend eingreifen, so daß eine vollständige und geschlossene Bewegungsübertragung stattfindet. Die Kupplung hat sich in solchen Betrieben, wo das Ein- und Ausrücken nur selten geschieht, auch ersteres während des Stillstandes ausgeführt werden kann, gut bewährt. Ihre Hauptabmessungen und Gewichte sind nachstehend gegeben.

| Bohrung<br>*d*<br>mm | Ganze Länge<br>*L*<br>mm | Äußerer Durchmesser<br>*D*<br>mm | Länge des Wellenendes für die feste Scheibe<br>*m*<br>mm | Länge des Wellenendes für das Kreuz<br>*n*<br>m | Gewicht<br>kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 280 | 300 | 105 | 170 | 56 |
| 60 | 300 | 330 | 110 | 185 | 71 |
| 70 | 330 | 365 | 125 | 200 | 92 |
| 80 | 380 | 425 | 142 | 230 | 139 |
| 90 | 380 | 425 | 142 | 230 | 135 |
| 100 | 450 | 500 | 167 | 275 | 218 |
| 110 | 515 | 575 | 193 | 314 | 324 |
| 120 | 515 | 575 | 193 | 314 | 317 |
| 130 | 590 | 650 | 220 | 360 | 450 |
| 140 | 670 | 750 | 250 | 410 | 676 |
| 150 | 670 | 750 | 250 | 410 | 664 |

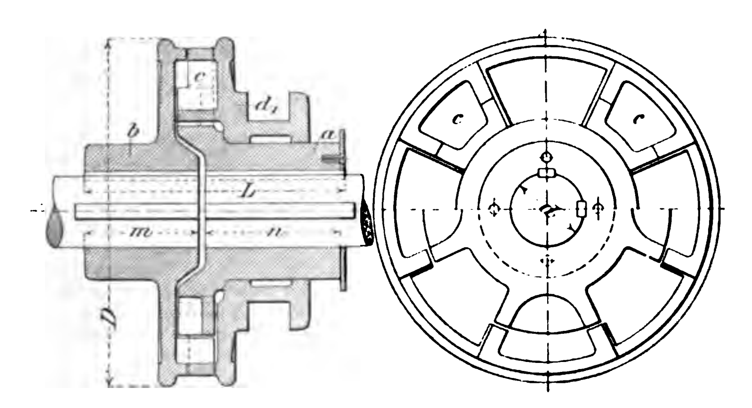



Fig. 161.

Sind einzelne Arbeitsmaschinen oder ganze Wellenstränge während des Betriebes ein- und auszurücken, so sind die Klauen- und Zahnkupplungen nicht mehr anwendbar, da sie zu Brüchen Veranlassung geben, sobald das Einrücken während des Betriebes stattfindet. Durch Anwendung lösbarer Reibungskupplungen wird dieser Nachteil beseitigt.

Die einfachste Reibungskupplung zeigt Fig. 162. Sie besteht aus einem auf der treibenden Welle befestigten Hohlkegel *a*, gegen den ein entsprechender, auf der getriebenen Welle verschiebbarer Kegel *b* gepreßt wird. Die hierdurch entstehende Reibung bewirkt die gegen-

seitige Mitnahme. Zur Übertragung des Drehmomentes $M_d$ ist nach Gl. 14 (S. 134) ein Anpressungsdruck

$$Q = \frac{M_d}{R} \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}$$

erforderlich, worin noch $\mu$ den Reibungskoeffizient (für Gußeisen 0,1 bis 0,125), $R$ den mittleren Kegelhalbmesser (1,5 $d$ bis 3 $d$), $\alpha$ den halben Keilnutenwinkel ($\sim 15^0$) bedeuten.

Ein Übelstand dieser Kupplung liegt in der nachteiligen Rückwirkung des bei Übertragung größerer Kräfte ganz erheblich anwachsenden Anpressungsdruckes $Q$ auf die getriebene Welle, ferner darin, daß zur Aufrechthaltung der Verbindung beider Wellen eine fortwährende Druckäußerung des in der Ringnut der verschiebbaren Kupplungshälfte liegenden Schleifringes gegen die letztere stattfinden muß. Hierdurch werden starke Abnutzungen an den Berührungsflächen der in Betracht kommenden Teile, ein Heißlaufen derselben u. s. w. hervorgerufen.

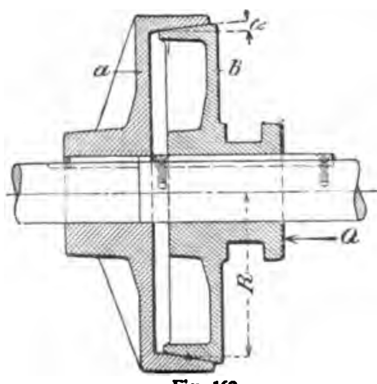


Fig. 162.

Die Vorteile, welche die Reibungskupplungen durch sanfte Einrückung bieten, und die Eigenschaft der Klauenkupplungen, selbsttätig geschlossen zu bleiben, führten zur Konstruktion einer Doppelkupplung, bei der die nur während des Einrückens zur Verwendung kommende Reibung die allmähliche Mitnahme des anzukuppelnden Transmissionsteiles bis zur erforderlichen Geschwindigkeit bewirkt. Ist diese vorhanden, so bewegen sich die Klauen der beiden Kupplungshälften mit geringer relativer Geschwindigkeit gegeneinander, und die Einrückung kann dann stattfinden.

Fig. 163 zeigt eine derartige kombinierte Reibungs- und Klauenkupplung der Prager Maschinenbau-A.-G. in Prag auf einer durchgehenden Welle. Sie dient hier zur Verbindung der letzteren mit einer Riemenscheibe. Diese ist auf der einen Kupplungshälfte aufgekeilt, während die andere Kupplungshälfte verschiebbar ist. Die Einrückung geschieht mittels Handhebels, durch dessen Bewegung nach der einen Seite die Reibungskupplung in Eingriff gelangt; nach erfolgter Mitnahme wird der Hebel möglichst rasch in entgegengesetzter Richtung bewegt und hierbei die Reibung aufgehoben, nunmehr aber die Klauenkupplung in Eingriff gebracht.

Die Kupplung hat den Nachteil, daß sich der Zeitpunkt, in welchem der Beharrungszustand eintritt, d. h. beide Hälften derselben gleiche Umdrehungszahl haben, namentlich bei schnelllaufenden Wellen nicht genau beurteilen läßt und daher die Gefahr bestehen bleibt, daß durch zu frühzeitigen Klauenvorschub starke Stoßwirkungen auftreten.

Bei den kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen von Missong, Lisiecki u. a. ist der Klauenschluß erst möglich, nachdem die getriebene Welle unter Wirksamkeit des Reibungsschlusses die gleiche oder nahezu die gleiche Umdrehungszahl besitzt wie die treibende Welle. Hierzu dienen angeordnete Sperrvorrichtungen, deren Lösung und damit die Ermöglichung der Klauenverschiebung der Fliehkraft von Sperrkörpern übertragen ist, die mit der getriebenen Welle umlaufen.

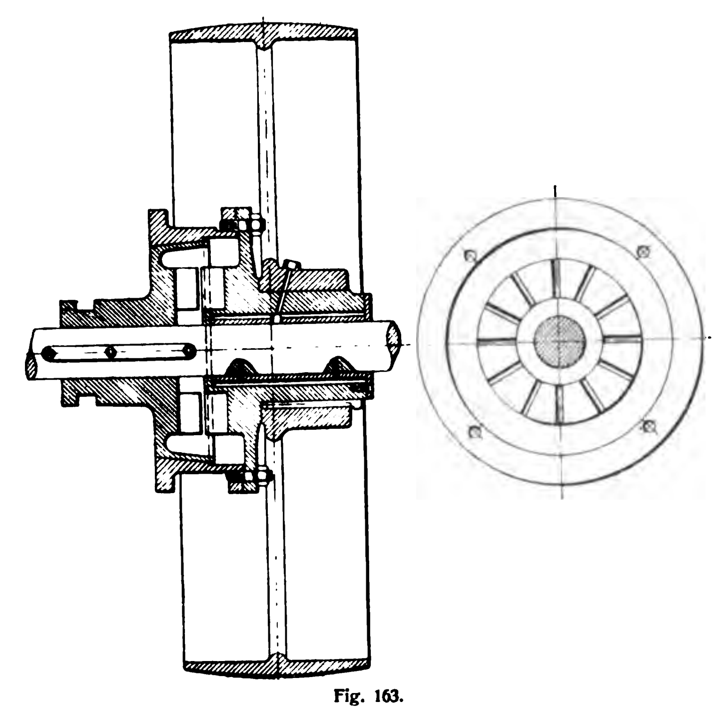


Fig. 163.

Bei den der Aktiengesellschaft für Metallindustrie, F. Butzke & Co. in Berlin unter D.R.G.M. Nr. 22932 geschützten kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen findet ein selbsttätiger Klauenschluß statt, sobald die Umlaufzahl der getriebenen Welle derjenigen der treibenden Welle nahezu gleichkommt.

An Stelle der Reibungskupplungen mit kegelförmigen finden solche mit cylindrischen Reibungsflächen in der Neuzeit häufigere Anwendung. Bei diesen erfolgt die Ein- und Ausrückung durch radial wirkende Kräfte, die sich gegenseitig im Gleichgewicht halten, womit die nachteilig wirkende Achsialkraft vermieden wird.

Eine derartige lösbare Reibungskupplung (Bauart *P*) von Lohmann & Stolterfoht in Witten a. d. Ruhr, die nur geringe Kraft zur Ein- und Ausrückung erfordert, zeigt Fig. 164.

Über den auf der treibenden Welle befestigten Reibungskörper *c* lose greifende Bremsbacken *b* sind durch Schienen *f* mit dem auf der getriebenen Welle befestigten zweiarmigen Mitnehmer *a*, sowie unter sich durch mit Rechts- und Linksgewinde versehene, mit den Hebeln *h* aus einem Stück gefertigte Schraubenspindeln *o* verbunden. An den Hebeln *h* angreifende Schubstangen *e* stehen mit der verschiebbaren Ausrückhülse *k* in Verbindung. Bei einer Bewegung derselben nach rechts und entsprechender Drehung der Schraubenspindeln werden die

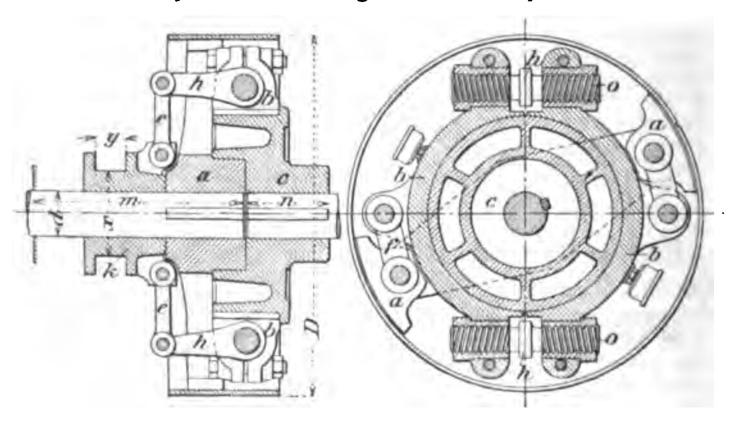


Fig. 164.

Backen *b* an den Körper *c* herangezogen; die hierdurch erzielte Reibung bewirkt infolge der geölten Reibungsflächen ein allmähliches und sicheres Mitnehmen der getriebenen Welle.

Die Muttern der Schraubenspindeln sind in den geschlitzten Lappen der Backen *b* gelagert und werden durch Klemmschrauben festgehalten.

Soll die Kupplung in Verbindung mit einer Riemenscheibe u. s. w. gebraucht werden, so wird diese auf dem entsprechend verlängerten Körper *c* befestigt.

Die Größen der Kupplung für verschiedene Leistungen (in PS) bei 100 minutlichen Umdrehungen ergeben sich aus der auf der folgenden Seite befindlichen Zusammenstellung.

Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau seit einer Reihe von Jahren ausgeführte Reibungskupplung, Bauart Dohmen-Leblanc, zeigt Fig. 165 (S. 208).

Auf der treibenden Welle *a* ist eine Scheibe *c*, auf der getriebenen Welle *b* ein Armkreuz *d* festgekeilt, welches letztere zur Führung von vier Gleitstücken *n* dient, die mittels federnder, hakenförmiger Druckstangen *o* (Kniehebel) mit der auf der getriebenen Welle verschiebbaren Hülse *m* verbunden sind. Durch Verschiebung derselben von rechts nach links werden die Gleitstücke nach außen gegen die hohlcylindrische

| Wellen-durch-messer $d$ mm | Übertragbare Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen [1]) | Größter Durch-messer $D$ mm | Größte Länge $m$ der getriebenen Seite mm | Größte Länge $n$ der treibenden Seite mm | Abmessungen der Ausrückmuffe $x$ | Abmessungen der Ausrückmuffe $y$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 50 | 4 | 400 | 235 | 90 | 100 | 35 |
| 60 | 8 | 480 | 290 | 110 | 115 | 40 |
| 70 | 15 | 560 | 330 | 130 | 130 | 50 |
| 80 | 23 | 640 | 380 | 150 | 150 | 55 |
| 90 | 35 | 720 | 430 | 170 | 165 | 60 |
| 100 | 50 | 800 | 470 | 180 | 180 | 65 |
| 110 | 70 | 880 | 530 | 200 | 200 | 70 |
| 120 | 100 | 980 | 585 | 220 | 210 | 75 |
| 130 | 130 | 1080 | 635 | 240 | 220 | 80 |
| 140 | 160 | 1180 | 685 | 260 | 235 | 85 |
| 150 | 200 | 1280 | 730 | 280 | 250 | 90 |
| 160 | 250 | 1365 | 775 | 300 | 265 | 95 |
| 170 | 300 | 1450 | 820 | 320 | 280 | 100 |
| 180 | 370 | 1535 | 865 | 340 | 295 | 105 |
| 190 | 440 | 1620 | 910 | 360 | 310 | 110 |
| 200 | 500 | 1700 | 960 | 380 | 325 | 110 |

Fläche der Scheibe $c$ gedrückt, so daß die dadurch entstehende Reibung die Kupplung der Wellen vermittelt. Bei der entgegengesetzten Verschiebung der Hülse $m$ erfolgt die Ausrückung der Kupplung.

Die aus Stahl gefertigten federnden Druckstangen $o$ werden beim Einrücken der Kupplung etwas über die Mittelebene hinausgeschoben, wodurch Selbstauslösung verhindert ist.

Die Größen und Gewichte der Kupplung sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

| Bohrung $d$ mm | Größter Durchmesser $D$ mm | Strecke $s$ mm | Strecke $t+u$ mm | Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|
| 40 | 350 | 70 | 160 | 34 |
| 50 | 450 | 80 | 210 | 68 |
| 60 | 550 | 90 | 235 | 90 |
| 70 | 860 | 135 | 305 | 200 |
| 80 | 670 | 150 | 315 | 220 |
| 90 | 880 | 165 | 350 | 310 |
| 100 | 1040 | 195 | 425 | 500 |
| 110 | 1290 | 200 | 458 | 670 |
| 120 | 1490 | 230 | 520 | 1000 |
| 130 | 1490 | 230 | 520 | 1100 |
| 140 | 1700 | 260 | 585 | 1550 |
| 150 | 1700 | 260 | 585 | 1600 |

[1]) Die Kraftübertragung steht annähernd in direktem Verhältnis zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen in der Minute reichlich halb so groß, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so groß als in der Zusammenstellung angegeben.

Für $d$ ist nach Gl. 34 die übertragbare Leistung (in PS) zu bestimmen.

Die Kupplungen werden, je nachdem sie zur Verbindung zweier Wellen, zur zeitweiligen Kraftentnahme von einer beständig umlaufenden

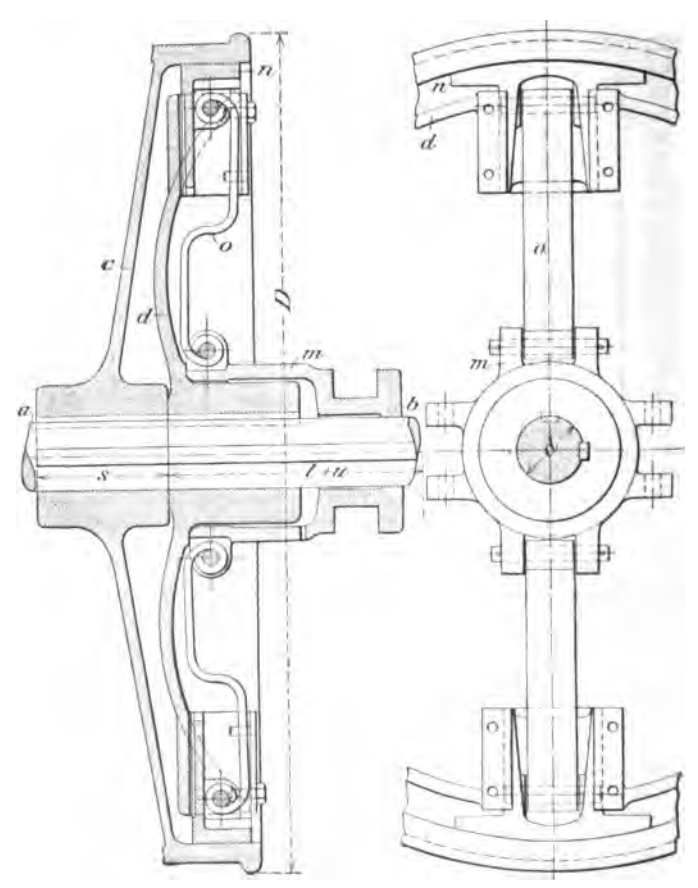



Fig. 165.

Welle oder für wechselnden Antrieb zweier Wellen Verwendung finden, in verschiedenen Anordnungen ausgeführt.

Bei Übertragung größerer Kräfte kommen statt der glatten Reibungsflächen geriffelte zur Verwendung, womit der erforderliche Anpressungsdruck sich nach dem auf S. 134 bemerkten vermindert.

Fig 166 zeigt eine Dohmen-Leblancsche Kupplung mit geriffelten Reibungsflächen und mit Gewichten, die der Fliehkraft der Gleitstücke entgegenwirken. Die Fliehkraft kann, wenn z. B. das Armkreuz aus irgend welchem Grunde auf der treibenden Welle befestigt ist, bei größerer Geschwindigkeit derselben, derart anwachsen, daß ein unbeabsichtigtes Einrücken der Kupplung stattfindet. In solchen Fällen, wie auch bei wechselndem Antriebe der Wellen u. s. w. sind Gegengewichte anzuordnen.

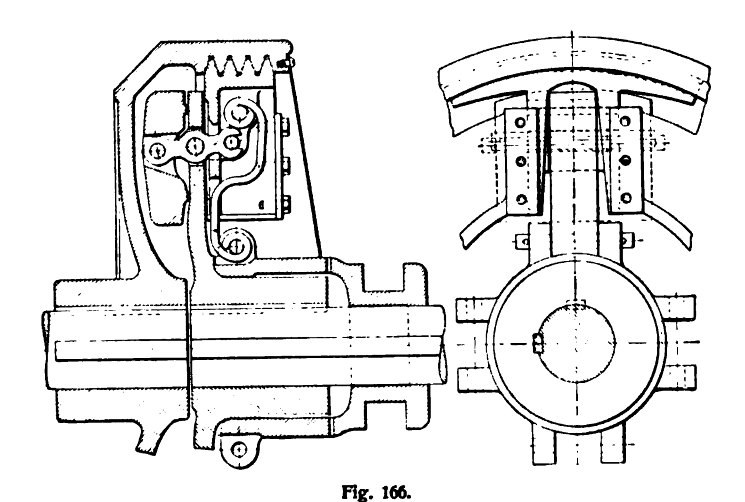


Fig. 166.

Die in Fig. 167 dargestellte Reibungskupplung, Bauart Hill, des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover hat die Eigentümlichkeit, daß stets je zwei mit Holz gefütterte Klemmbacken *s* und *t* mit gleich großem Drucke gegen den inneren und äußeren Umfang des Reibungsringes *r* gepreßt werden. Infolgedessen wird dieser von radial wirkenden Kräften entlastet, so daß Biegungsbeanspruchungen des Ringes in Wegfall kommen. Da ferner die Reibung der Hillschen Kupplung das Doppelte derjenigen einer Kupplung mit einseitigem Drucke beträgt, erfordert sie zum Einrücken einen nur halb so großen Anpressungsdruck als jene. Um das Einrücken zu bewirken, wird bei entsprechender Verschiebung des Schleifringes *g* der doppelarmige Hebel *e* um einen in der äußeren Backe *t* gelagerten Zapfen *o* gedreht, wobei das andere Ende des Hebels *e* mit der um *n* drehbaren Rolle *i* gegen den Bolzen *p* der inneren Backe *s* drückt. Hierdurch werden beide Backen einander genähert und, da die eine Backe dem Hebel *e* als Stützpunkt dient, mit gleicher Kraft auf den Reibungsring *r* gepreßt. Beim Ausrücken entfernt sich die Rolle *i* von dem Bolzen *p*, und die Backen werden durch eine Spiralfeder *f* auseinandergetrieben. Damit sie einen Halt gegen radiale

Verschiebungen haben, sind sie durch einen um den verstellbaren Bolzen *m* drehbaren Lenker *d* miteinander verbunden. Die zum Festklemmen des Bolzens *m* in einem ovalen Loche des Kupplungsarmes dienende Mutter *q* hat eine schräge Auflagefläche, womit Lockerungen des Bolzens durch die Fliehkraft der Backen verhütet werden. Zum Ein- und Nachstellen der Kupplung dient die Schraube *k* mit Stellschraube *l*.

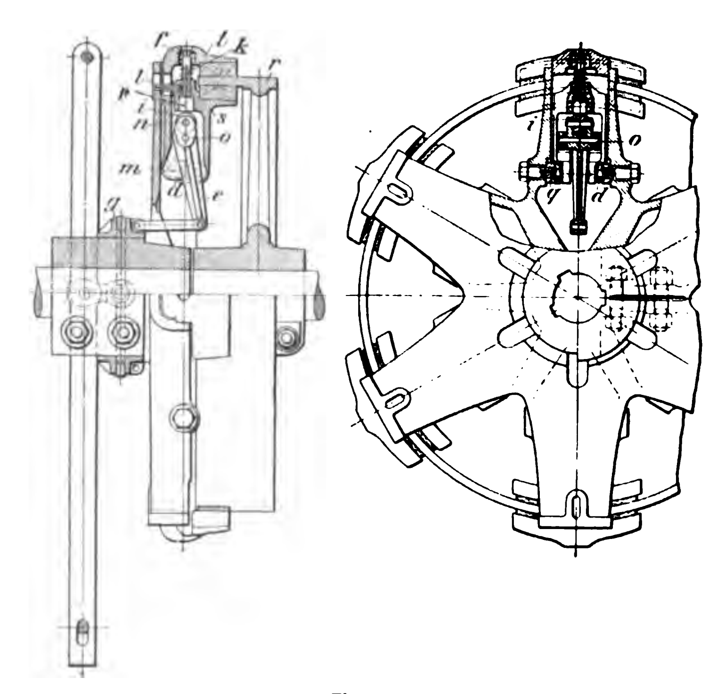


Fig. 167.

Die Hill-Kupplungen werden mit geteiltem oder mit ungeteiltem Reibungsring und Armkreuz ausgeführt.

Die Abmessungen, sowie die Höchstwerte der übertragbaren Leistungen $N$ (in PS) bei verschiedenen Umdrehungen und die Gewichte der Hillschen Kupplung (Kreuz- und Reibungsring ungeteilt) ergeben sich aus der auf S. 211 befindlichen Zusammenstellung.

Das „Eisenwerk Wülfel“ empfiehlt Reibungskupplungen in Verbindung mit einer Riemenscheibe für solche Fälle, in denen die Ausrückung zwar beliebig oft, aber stets nur auf kürzere Zeit erfolgt.

| Nummer | Anzahl der Arme | Größter Durchmesser | Durchmesser des Reibungsringes | | Höchstwert der übertragbaren Leistung (in PS) bei minutlichen Umdrehungen | | | | | | | | | | | | | | Ungefähres Gewicht der Kupplung einschließlich Schleifring |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | innen | außen | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 | 250 | 300 | 350 | |
| | | mm | mm | mm | | | | | | | | | | | | | | | kg |
| 6 | 2 | 610 | 490 | 510 | . | . | . | . | 6 | 7 | 8 | 10 | 11 | 13 | 14 | 15 | 17 | 19 | 79 |
| 7 | 3 | 610 | 490 | 510 | . | 7 | 7 | 8 | 9 | 11 | 13 | 15 | 17 | 19 | 19 | 23 | 27 | 30 | 88 |
| 8 | 3 | 725 | 599 | 625 | 9 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 21 | 25 | 28 | 32 | 32 | 40 | 44 | 48 | 148 |
| 9 | 4 | 865 | 713 | 745 | 14 | 17 | 20 | 23 | 26 | 28 | 34 | 40 | 46 | 50 | 50 | 65 | 75 | 80 | 260 |
| 10 | 4 | 980 | 800 | 835 | 21 | 25 | 30 | 34 | 38 | 42 | 50 | 60 | 65 | 75 | 75 | 85 | 100 | 110 | 350 |
| 11 | 4 | 1090 | 902 | 940 | 30 | 36 | 44 | 50 | 55 | 60 | 75 | 85 | 95 | 100 | 110 | 130 | 150 | 160 | 500 |
| 12 | 4 | 1255 | 1036 | 1080 | 44 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 120 | 140 | 160 | 170 | 190 | 200 | . | 730 |
| 13 | 4 | 1420 | 1168 | 1220 | 75 | 90 | 100 | 120 | 130 | 150 | 180 | 200 | 225 | 225 | 250 | 300 | 350 | . | 1025 |
| 14 | 6 | 1420 | 1168 | 1220 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 225 | 250 | 300 | 325 | 375 | 375 | 475 | . | . | 1255 |
| 15 | 6 | 1620 | 1344 | 1400 | 160 | 190 | 225 | 250 | 275 | 300 | 375 | 425 | 475 | 525 | 550 | 625 | . | . | 1835 |
| 16 | 6 | 1810 | 1510 | 1570 | 200 | 250 | 300 | 325 | 375 | 425 | 500 | 600 | 650 | 700 | 700 | 700 | . | . | 2440 |

Einigen Anhalt für die Verwendbarkeit gibt die nachstehende Tabelle.

| Anzahl der minutlichen Umdrehungen | Die Riemenscheibe befindet sich an der | | |
|---|---|---|---|
| | treibenden und im Betriebe leicht zugänglichen Welle | treibenden, aber im Betriebe schwer zugänglichen Welle | getriebenen Welle |
| | zulässige Breite $b$ des einfachen Riemens in mm | | |
| 100 | 350 | 300 | 300 |
| 150 | 300 | 250 | 250 |
| 200 | 250 | 200 | 200 |
| 250 | 200 | . | . |

Ist die Anzahl der minutlichen Umdrehungen oder die Riemenbreite größer, als vorstehend angegeben, oder dauert die Ausrückung stets längere Zeit, so ist die Riemenscheibe an einer für sich gelagerten und mit dem Reibungsring verbundenen hohlen Welle anzubringen, welche die zu kuppelnde volle Welle umschließt. (Eine derartige Anordnung in Verbindung mit einer sog. Hermann-Kupplung der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. s. Fig. 168b.)

Die neuerdings von der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. unter der Bezeichnung „Hermann-Kupplung" in den Handel gebrachte Reibungskupplung ist in Fig. 168a (S. 214) dargestellt.

Sie besitzt, wie die vorbesprochene Hillsche Kupplung, je nach der Größe der zu übertragenden Kraft, zwei bis sechs mit Holz gefütterte Klemmbackenpaare. Jede äußere Klemmbacke steht durch eine Zugstange mit Gewinde am unteren Ende, über welches ein mit dem Gabelhebel der zugehörigen inneren Klemmbacke beweglich verbundenes Scharnier greift, mit dieser in Verbindung. Mittels des beweglichen Scharniers lassen sich die Klemmbacken ein- und nachstellen. Der zu ihrer gleichmäßigen Anpressung auf den Reibungsring erforderliche Druck kommt unmittelbar zur Wirkung; dieser Umstand gestattet eine verhältnismäßig leichte Ausführung der Klemmbacken, sowie eine starke Druckanwendung und Ausnutzung des Druckes. Da die zur Verhinderung achsialer Verschiebungen durch je zwei Federn gehaltenen inneren Bremsbacken sich in der Mitnehmerscheibe unabhängig von dieser radial bewegen bezw. einstellen können, wird auch bei nicht ganz genau parallel liegenden Wellen ein ruhiger (nicht würgender) Gang derselben in den Lagern erzielt.

Fig. 168b (S. 215) zeigt die Hermann-Kupplung in Verbindung mit einem auf einer Hohlwelle $m$ befestigten Reibungsringe $n$.

Aus der auf S. 213 oben befindlichen Zusammenstellung sind die Abmessungen und Gewichte der Hermann-Kupplung (Reibungsring und Mitnehmerscheibe ungeteilt) zu entnehmen.

Während bei den vorbesprochenen Reibungskupplungen die zur Kraftübertragung erforderliche Reibung bei jedesmaligem Einrücken von

| Nummer | Zulässige Bohrung mm | Anzahl der Klemmbacken-paare | Äußerer Durchmesser der Kupplung mm | Äußerer Durch-messer des Reibungsringes mm | Kranzstärke des Reibungs-ringes mm | Nabenlänge des Reibungs-ringes mm | Nabenlänge der Mitnehmer-scheibe mm | Verschiebung der Ausrück-muffe mm | Ungefähres Gewicht der Kupplung, ein-schließlich Schleifring kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 30— 50 | 2 | 520 | 400 | 12 | 80 | 200 | 40 | 70 |
| 2 | 40— 60 | 3 | 580 | 450 | 12 | 90 | 210 | 45 | 95 |
| 3 | 50— 70 | 3 | 650 | 500 | 15 | 100 | 240 | 50 | 125 |
| 4 | 60— 80 | 3 | 750 | 575 | 15 | 110 | 260 | 55 | 170 |
| 5 | 70— 90 | 3 | 865 | 685 | 17 | 125 | 290 | 65 | 235 |
| 6 | 80—105 | 4 | 925 | 725 | 17 | 135 | 310 | 70 | 320 |
| 7 | 90—120 | 4 | 1025 | 800 | 20 | 150 | 345 | 80 | 400 |
| 8 | 100—130 | 4 | 1100 | 875 | 20 | 160 | 360 | 80 | 485 |
| 9 | 110—140 | 4 | 1200 | 950 | 22 | 175 | 375 | 85 | 600 |
| 10 | 120—150 | 4 | 1300 | 1025 | 22 | 190 | 390 | 90 | 725 |
| 11 | 130—160 | 6 | 1400 | 1100 | 25 | 200 | 410 | 95 | 900 |
| 12 | 140—175 | 6 | 1500 | 1175 | 25 | 215 | 425 | 100 | 1025 |

neuem erzeugt werden muß, ist dies bei der Reibungskupplung (Bauart *A*) von Lohmann & Stolterfoht — eine Verbindung von Klinken- und Reibungskupplung — nicht erforderlich.

Wie Fig. 169 (S. 216) erkennen läßt, ist auf der treibenden Welle das mit Sperrzähnen versehene Klinkenzahnrad *c*, auf der getriebenen Welle der mit Reibungsflächen ausgestattete Hohlkegel *a* festgekeilt[1]. *b* ist ein loser Reibungskegel, der bewegliche Klinken *g* trägt und durch eine Stirnscheibe $d_1$ mittels Spannschrauben gegen *a* gepreßt wird, sodaß die hierdurch erzielte Reibung genau der zu übertragenden Kraft entspricht. Zur Regelung des Anpressungsdruckes, sowie zur Ausgleichung der kleinen Formänderungen infolge der Erwärmung und Abnutzung im Betriebe sind Gummischeiben unter die Unterlegscheiben der Muttern für die Spannschrauben gelegt. Die Reibungskupplung bleibt sonach dauernd geschlossen. Das Ein- und Ausrücken geschieht mittels der Klinken *g*.

Durch Spiralfedern auf den vierkantigen Köpfen ihrer Drehbolzen werden die Klinken gegen die Sperrzähne des Rades *c* gedrückt und von diesen mitgenommen, damit auch *b* und, infolge der Reibung in den Kegelflächen, der Hohlkegel *a* mit der zu treibenden Welle. Um die Kupplung auszurücken, wird die Hülse *k* nach rechts bewegt, so daß die auf den Klinkenbolzen sitzenden Ausrückarme *i*, indem sie in spiralförmig nach außen verlaufende Schlitze der an der Drehung ge-

[1]) Bei Kupplungen, die nur den Antrieb von Reservemotoren vermitteln, ist *a* treibend zu nehmen. Ebenso kann in den Fällen, wo das treibende Wellenende zu kurz ist oder die Kupplung mit einer die Welle antreibenden Riemenscheibe verbunden wird, die Anordnung umgekehrt sein.

hinderten Hülse $k$ zu liegen kommen, die Ausklinkung und damit die Lösung der Kupplung bewirken.

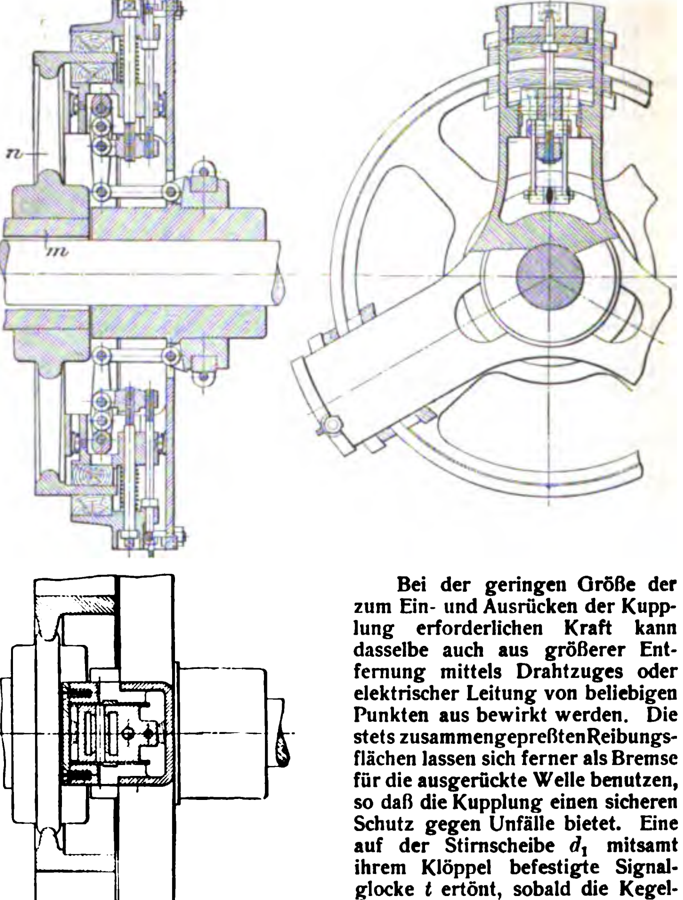



Fig. 168 a.

Bei der geringen Größe der zum Ein- und Ausrücken der Kupplung erforderlichen Kraft kann dasselbe auch aus größerer Entfernung mittels Drahtzuges oder elektrischer Leitung von beliebigen Punkten aus bewirkt werden. Die stets zusammengepreßten Reibungsflächen lassen sich ferner als Bremse für die ausgerückte Welle benutzen, so daß die Kupplung einen sicheren Schutz gegen Unfälle bietet. Eine auf der Stirnscheibe $d_1$ mitsamt ihrem Klöppel befestigte Signalglocke $t$ ertönt, sobald die Kegelflächen von $a$ und $b$ aufeinander gleiten. Dies ist beim Ein- und Ausrücken der Fall, ferner dann, wenn in der Anlage irgend welche unbeabsichtigten Widerstände auftreten.

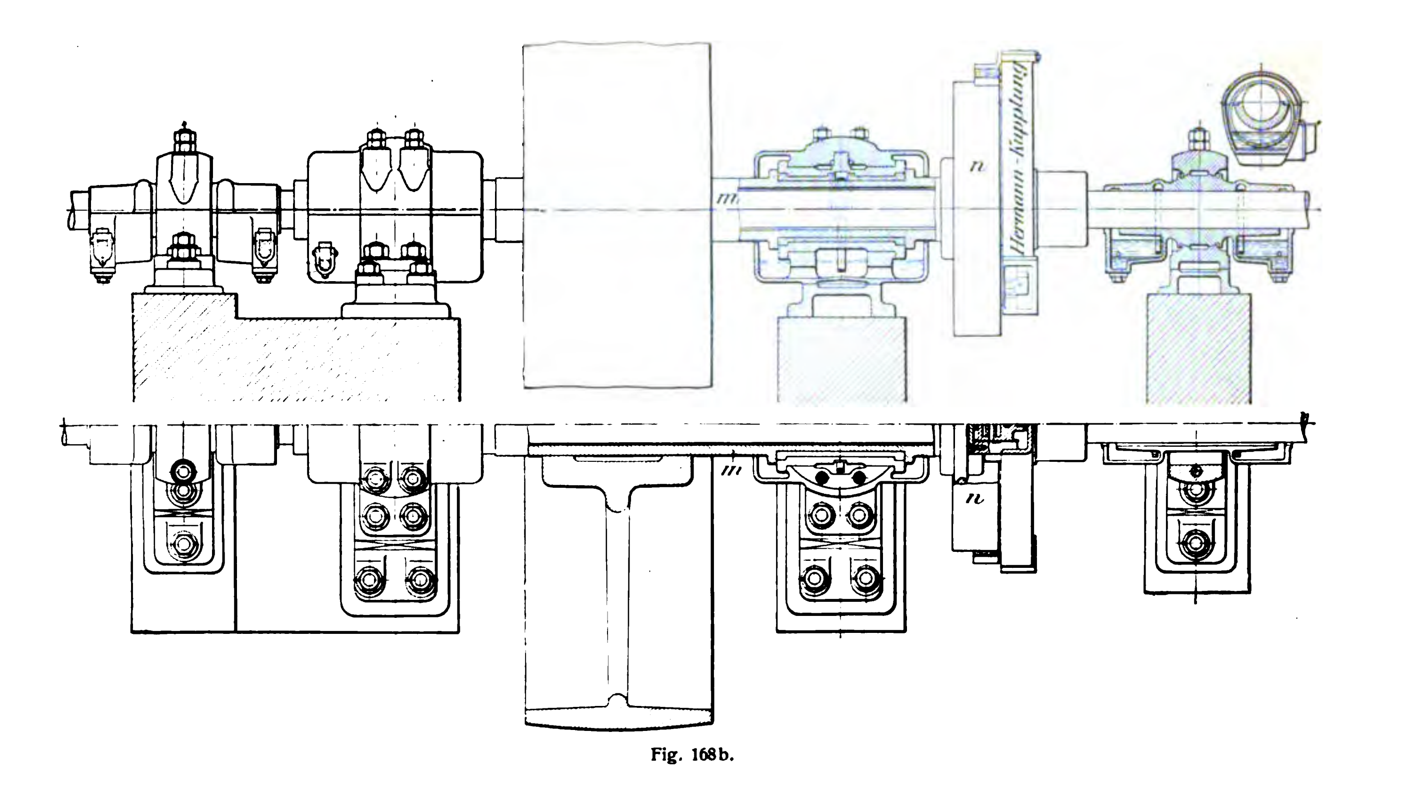



Fig. 168b.

Lohmann & Stolterfoht liefern diese Kupplung in folgenden Größen.

| Wellendurchmesser $d$ mm | Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen[1]) | Größter Durchmesser $D$ mm | Ganze Länge der Kupplung mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|
| 40 | 1,5 | 290 | 295 | 35 |
| 40 | 3 | 310 | 325 | 45 |
| 40 | 4 | 340 | 355 | 55 |
| 50 | 6 | 390 | 395 | 70 |
| 60 | 8 | 410 | 450 | 95 |
| 70 | 15 | 470 | 515 | 130 |
| 80 | 23 | 505 | 580 | 175 |
| 90 | 35 | 580 | 625 | 240 |
| 100 | 50 | 625 | 680 | 305 |
| 110 | 70 | 700 | 735 | 400 |
| 120 | 100 | 745 | 790 | 500 |
| 130 | 130 | 790 | 830 | 600 |
| 140 | 160 | 850 | 895 | 750 |
| 150 | 200 | 900 | 955 | 890 |
| 175 | 300 | 1040 | 1080 | 1400 |
| 200 | 450 | 1200 | 1250 | 1950 |

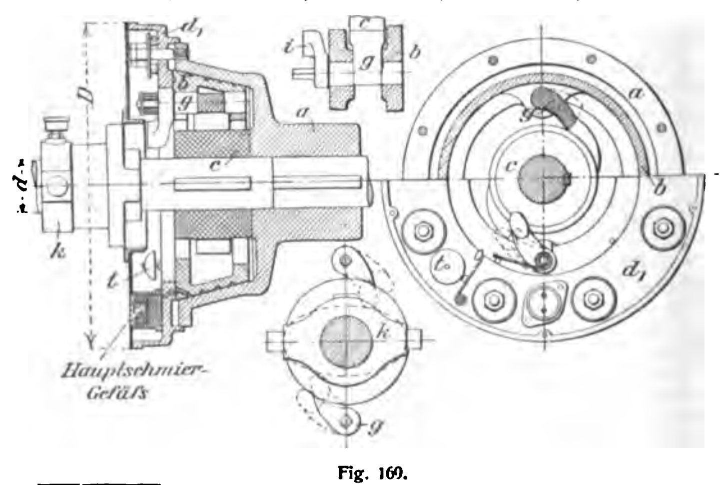



Fig. 169.

[1]) Anmerkung siehe S. 207.

Die Firma macht noch darauf aufmerksam, daß für die richtige Wahl der Kupplungsgröße weniger die im Mittel zu übertragende Leistung (in PS), als vielmehr die Häufigkeit der Benutzung, die Größe der eingerückten Muffen und sonsige Betriebsverhältnisse zu berücksichtigen sind [1]).

Eine eigenartige Ausrückkupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G., in Braunschweig verdient ebenfalls Erwähnung. Sie besteht, wie Fig. 170 ersichtlich, aus zwei Hälften *a* und *c*, die fest bezw. verschiebbar auf den betreffenden Wellenenden sitzen. Erstere trägt Segmente mit radialen Mitnehmerzähnen, zwischen welche beim Einrücken

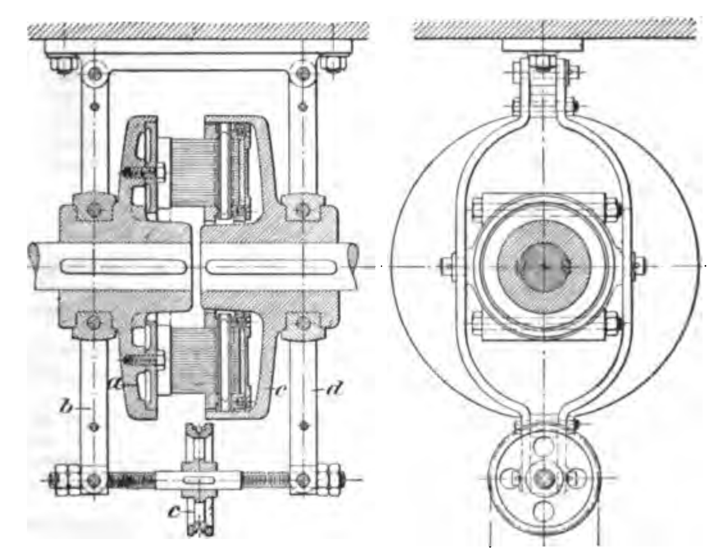



Fig. 170.

der Kupplung entsprechend angeordnete Stahldrahtbürsten der verschiebbaren Kupplungshälfte *c* greifen, wodurch die Mitnahme erfolgt. Im ausgerückten Zustande stehen die Bürsten 4 bis 5 mm von den Mitnehmerzähnen ab. Da die Ein- bezw. Ausrückung nur im Betriebe zu erfolgen hat, so gleiten die gut zu ölenden Bürsten, unter entsprechender Durchbiegung, so lange über die Mitnehmerzähne hinweg, bis die volle Eintrittstiefe der Bürsten (6 bis 10 mm) und damit der Schluß der Kupplung erreicht ist.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Bürstenkupplung gibt folgende Zusammenstellung.

---

[1]) In Bezug hierauf vergl. Ad. Ernst: Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 481.

| Nummer der Kupplung | Leistung in PS bei 100 minutlichen Umdrehungen[1]) | Äußerer Durchmesser mm | Ganze Länge mm | Spielraum zwischen den Wellenenden mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|
| $Q_{35}$ | 4 | 350 | 335 | 15 | 85 |
| $Q_{45}$ | 8 | 450 | 372 | 15 | 132 |
| $Q_{55}$ | 14 | 550 | 398 | 15 | 190 |
| $Q_{65}$ | 25 | 650 | 421 | 15 | 260 |
| $Q_{75}$ | 35 | 750 | 450 | 15 | 350 |
| $Q_{85}$ | 54 | 850 | 478 | 15 | 500 |
| $Q_{95}$ | 70 | 950 | 509 | 15 | 650 |
| $Q_{105}$ | 95 | 1050 | 534 | 15 | 830 |
| $Q_{115}$ | 118 | 1150 | 534 | 15 | 1000 |
| $Q_{125}$ | 155 | 1250 | 577 | 15 | 1300 |
| $Q_{140}$ | 200 | 1400 | 611 | 15 | 1600 |
| $Q_{160}$ | 270 | 1600 | . | . | . |
| $Q_{180}$ | 350 | 1800 | . | . | . |
| $Q_{200}$ | 460 | 2000 | . | . | . |

Die zum Ein- und Ausrücken der lösbaren Kupplungen dienenden Hebel lassen sich für kleinere Kupplungen — bei genügender Länge des Hebels (etwa 2,5 m von Mitte Welle gerechnet) — von Hand bewegen.

Für größere Kupplungen oder bei beschränktem Raume auch für kleinere Kupplungen kommen Ausrücker mit Zahnstangen oder solche mit Schraubenspindeln in Anwendung.

Fig. 171 zeigt einen Zahnstangenausrücker für eine mit Riemenscheibe verbundene Hillsche Reibungskupplung Nr. 10 des Eisenwerks Wülfel vor Hannover. Bei diesem wird mittels Kettenrad (Handrad) durch Räderübersetzung eine mit dem Ausrückhebel gelenkig verbundene Zahnstange hin und her bewegt.

Bei der Fig. 170 ersichtlichen, zu einer Bürstenkupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G. in Braunschweig gehörigen Ausrückvorrichtung erfolgt die Bewegung des Ausrückhebels *d* durch Schraubenstellung mittels eines Kettenrades *e*. Zur Lagerung der Schraubenspindel ist noch ein zweiter Hebel *b* angeordnet. Soll dieser in Wegfall kommen, so ist die Schraubenspindel in einem besonderen Böckchen zu lagern.

Da die Ausrückvorrichtungen mit Zahnstangen nicht wie jene mit Schraubenspindeln selbstsperrend sind, bieten sie den Vorteil, daß der Schleifring nach erfolgtem Einrücken der Kupplung von dem hierzu erforderlichen Drucke sofort entlastet wird.

Wenn mehrere Motoren gleichzeitig auf denselben Wellenstrang treibend wirken, so vermittelt man die Bewegungsübertragung durch Kraftmaschinenkupplungen, die sich, je nach der Geschwindig-

[1]) Anmerkung siehe S. 207.

keit der einzelnen Motoren, selbsttätig ein- oder ausrücken. Handelt es sich z. B. um die Verbindung des Antriebes eines Wasserrades oder einer

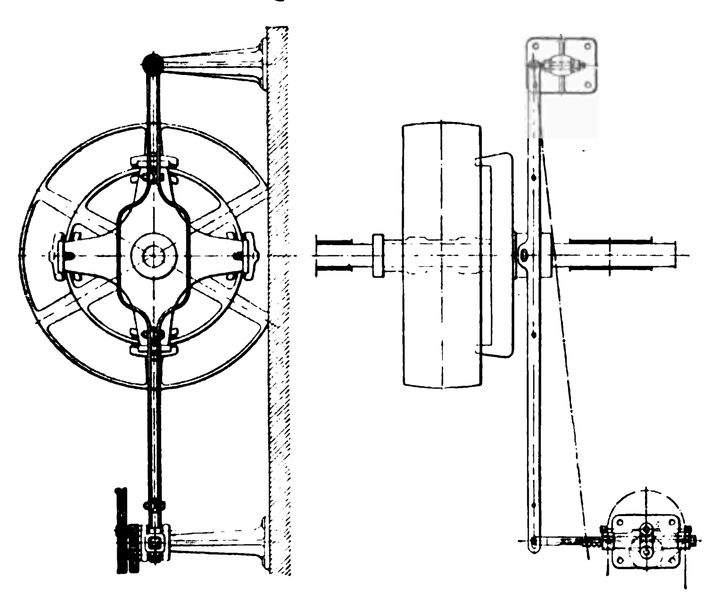


Fig. 171.

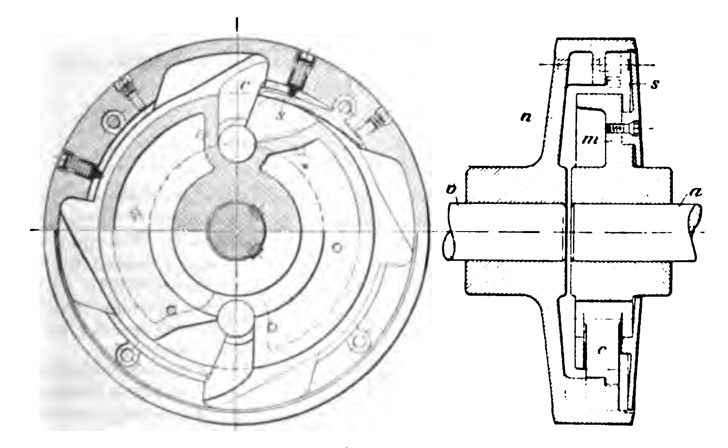



Fig. 172.

Turbine mit einer Dampfmaschine, so ist diese, wenn sie nur zeitweise in Betrieb kommen soll, durch eine Kraftmaschinenkupplung mit dem Wellenstrange zu verbinden.

Eine häufige Anwendung findet in solchen Fällen die Uhlhornsche Klinkenkupplung mit einseitig wirkendem Gesperre.

Fig. 172 zeigt diese Kupplung in der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die auf der zum Hilfsmotor (Dampfmaschine) gehörigen Welle *a* befestigte innere Kupplungshälfte *m* überträgt die Umfangskraft durch zwei in Lücken der äußeren Kupplungshälfte *n* eingreifende Mitnehmer *c* auf die vom Hauptmotor (Wasserrad oder Turbine) angetriebene Welle *b*. Die Kupplung rückt selbsttätig ein, sobald bei Ingangsetzung des Hilfsmotors dieser die Geschwindigkeit des Hauptmotors erreicht und hierdurch die Mitnehmer, an doppelarmige Sperrfedern *s* anstoßend, in die Zahnlücken der äußeren Kupplungshälfte *n* eindringen. Die Ausrückung erfolgt, sobald die äußere Kupplungshälfte voreilt. Die Mitnehmer *c* kommen dann in Lücken der inneren Kupplungshälfte zu liegen (in Fig. 172 durch punktierte Linien angedeutet), so daß die Sperrfedern *s* über sie hinweggleiten.

## G. Lager.

Lager sind Maschinenteile die zur Führung der Trag- und Spurzapfen dienen. Hiernach unterscheidet man Trag- und Spur- oder Stützlager.

### a) Traglager.

Fig. 173 zeigt ein Traglager gewöhnlicher Bauart. Die Länge $l$ und der innere Durchmesser $d$ der aus Rotguß oder aus Gußeisen mit einem eingegossenen Futter aus Weißmetall gefertigten Lagerschalen sind durch die Größe des aufzunehmenden Zapfens bestimmt. Die Stärke $s_1$ der Schale ist von dem Material, dem Zapfendruck, der zu erwartenden Abnutzung u. s. w. abhängig.

Man nimmt für Rotgußschalen

$$s_1 = \frac{d}{16} + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Zur Sicherung achsialer Verschiebungen erhält die Schale seitliche Ränder; zur Verhinderung einer Drehung ist sie mit einem stiftartigen Ansatz (Zapfen) versehen, der in einer entsprechenden Bohrung des Lagerdeckels liegt. Häufig werden an Stelle des angegossenen Zapfens ein oder zwei kurze Dübel in die Oberschale fest eingeschlagen und in diese die Ölröhren geschraubt (s. Fig. 191); zuweilen verhüten letztere allein oder aber ein in den Lagerkörper geschlagener Stift, der in die Unterschale greift, die Drehung der Schale (s. Fig. 192).

Der in den Lagerkörper eingepaßte Deckel ist gegen achsiale Verschiebungen dadurch gesichert, daß die obere Schale mit ihren Rändern über den Lagerkörper greift. Abnutzungen der Lagerschale werden durch leichtes Nachziehen der Deckelschrauben ausgeglichen; um ein selbsttätiges Lösen der letzteren zu verhüten, sind Gegenmuttern an-

geordnet. Der Gewindedurchmesser $\delta$ der **Deckelschrauben** bestimmt sich aus dem Zapfendruck $P = k\,l\,d$ (Gl. 29, S. 181) zu

$$\frac{P}{2} = \frac{k\,l\,d}{2} = \frac{1}{4}\pi\,\delta^2\,k_z,$$

worin $k_z = 480$ kg/qcm gesetzt werden kann.

Ist der Zapfendruck abwärts gerichtet, so können die Schrauben entsprechend schwächer gehalten werden.

Je nach der Größe des Flächendruckes $k$ (s. S. 181) erhält man schwere oder leichte Lager; für gewöhnliche Triebwerklager mit $l = 1{,}5\,d$ genügt $k = 20$ bis 25 kg/qcm.

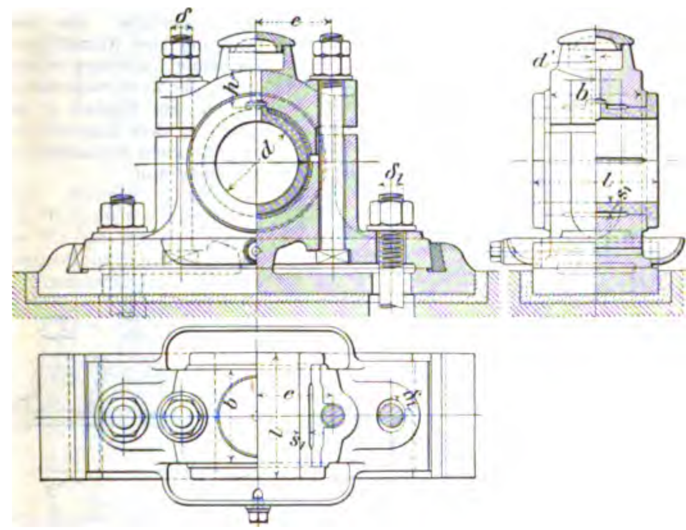


Fig. 173.

Die **Deckelstärke** $h$ folgt aus der Gleichung der Biegungsfestigkeit

$$\frac{P}{2}\left(l - \frac{d}{4}\right) = \frac{1}{6}\,(b - d')\,h^2\,k_b,$$

worin $k_b = 360$ kg/qcm einzusetzen ist; ändert jedoch $P$ seine Stärke und Richtung sehr, so ist $k_b$ entsprechend kleiner zu wählen.

Der mittlere Flächendruck zwischen **Sohlplatte** und dem auf Sandstein oder Klinkermauerwerk ruhenden Zementunterguß soll höchstens 10 kg/qcm betragen.

Den Gewindedurchmesser der **Fundamentanker** nimmt man

$$\delta_1 = \frac{9}{8}\,\delta.$$

Um die Fundamentanker gegen seitliche Beanspruchungen zu schützen, erhält die Sohlplatte sog. Keilnasen, zwischen welche und den Lagerfuß Keile eingeschlagen werden.

Die Sohlplatte und die Arbeitsleisten auf der unteren Fläche des Lagers fallen fort, wenn dasselbe auf einem Holzbalken oder dergl. unmittelbar befestigt wird.

Rücksichten auf den verfügbaren Raum veranlassen zuweilen die Anbringung des Fig. 174 in Verbindung mit einem Hängebock dargestellten **Rumpflagers**; dasselbe unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Traglager durch Weglassen der Lagerfüße. Die Befestigung des Rumpflagers auf seiner Unterlage erfolgt durch die Deckelschrauben, die zu dem Zwecke je mit einem in dem Lagerkörper eingelassenen Zwischenkopf versehen sind.

Fig. 174.

Für **schwere Antriebwellen** ($d \geq 10$ cm) eignet sich das Fig. 175 ersichtliche Lager mit Rotguß- oder Weißmetallschalen.

Fig. 175.

Hauptabmessungen und Gewichte dieser Lager — nach der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau — sind in der folgenden Zusammenstellung enthalten.

| Wellen-durch-messer $d$ mm | Schalen-länge $l$ mm | Lager-höhe $h$ mm | Fußplatte $a$ mm | Fußplatte $b$ mm | Schrauben $e$ mm | Schrauben $f$ mm | Schrauben $s$ mm | Ge-wicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | 200 | 130 | 450 | 170 | 360 | 90 | 23 | 75 |
| 110 | 220 | 130 | 450 | 170 | 360 | 90 | 23 | 80 |
| 120 | 240 | 150 | 540 | 190 | 430 | 100 | 26 | 105 |
| 130 | 260 | 150 | 540 | 190 | 430 | 100 | 26 | 110 |
| 140 | 280 | 180 | 650 | 240 | 530 | 120 | 33 | 190 |
| 150 | 300 | 180 | 650 | 240 | 530 | 120 | 33 | 195 |
| 160 | 320 | 180 | 650 | 240 | 530 | 120 | 33 | 200 |
| 170 | 340 | 210 | 780 | 280 | 640 | 150 | 39 | 330 |
| 180 | 360 | 210 | 780 | 280 | 640 | 150 | 39 | 340 |
| 190 | 380 | 240 | 890 | 320 | 720 | 170 | 43 | 470 |
| 200 | 400 | 240 | 890 | 320 | 720 | 170 | 43 | 480 |
| 210 | 420 | 280 | 1000 | 360 | 810 | 200 | 46 | 620 |
| 220 | 440 | 280 | 1000 | 360 | 810 | 200 | 46 | 635 |
| 230 | 460 | 320 | 1120 | 400 | 900 | 230 | 53 | 870 |
| 240 | 480 | 320 | 1120 | 400 | 900 | 230 | 53 | 900 |

Sollen die Lagerschalen etwaigen Durchbiegungen der Welle folgen können, so sind sie beweglich anzuordnen.

Fig. 176 zeigt ein Sellerssches Traglager mit beweglichen Schalen. Letztere, aus Gußeisen gefertigt, sind um kugelförmige Zapfen drehbar, die in der Lagermitte den gemeinsamen Mittelpunkt haben und mit dem Deckel und Lagerkörper ein Kugelgelenk bilden. Durch die jetzt selbsttätige Einstellung der Schalen in die Wellenrichtung wird eine gleichmäßige Verteilung des Zapfendruckes über das lange Lager ($l \sim 4\,d$) ermöglicht. Der Flächendruck fällt infolgedessen klein aus, was eine gute und billige Schmierung, geringe Abnutzung und gute Wärmeentziehung zur Folge hat. Zur Schmierung dient in der Regel ein in den Lagerdeckel eingesetzter Selbstöler oder dergl.; außerdem sind die seitlichen Näpfe der Oberschale mit Talg oder einem anderen steifen Fett gefüllt, das bei einem Warmlaufen der Welle flüssig und damit wirksam wird. Die Tropfschalen am Fuße des Lagers fangen das ablaufende Öl auf.

In Fällen, wo seitliche Drucke zu erwarten sind, empfiehlt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau das Fig. 177 ersichtliche Sellerssche Lager mit noch zwei seitlichen Kugelflächen. Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser sog. Vierkugellager sind in der auf S. 224 oben befindlichen Zusammenstellung enthalten.

Für Räume, in denen abtropfendes oder abgeschleudertes Öl zu Übelständen Veranlassung geben könnte, sowie für Wellen mit hohen Umdrehungszahlen, ferner für Betriebe, in denen man sich von der

| Wellen-durch-messer $d$ mm | Schalen-länge $l$ mm | Lager-höhe $h$ mm | Fußplatte $b$ mm | $c$ mm | Schrauben $e$ mm | $s$ mm | Ge-wicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | 100 | 48 | 160 | 65 | 115 | 13 | 4 |
| 30 | 120 | 55 | 190 | 75 | 140 | 13 | 6 |
| 40 | 160 | 70 | 220 | 90 | 166 | 13 | 9 |
| 50 | 200 | 82 | 260 | 105 | 200 | 16 | 14 |
| 60 | 240 | 95 | 310 | 125 | 230 | 20 | 22 |
| 70 | 280 | 110 | 350 | 140 | 260 | 23 | 36 |
| 80 | 320 | 110 | 350 | 140 | 260 | 23 | 39 |
| 90 | 360 | 125 | 400 | 165 | 300 | 26 | 59 |
| 100 | 400 | 140 | 450 | 190 | 340 | 29 | 85 |
| 110 | 440 | 140 | 450 | 190 | 340 | 29 | 91 |
| 120 | 480 | 160 | 516 | 220 | 396 | 33 | 115 |
| 130 | 520 | 160 | 516 | 220 | 396 | 33 | 124 |
| 140 | 560 | 180 | 580 | 250 | 460 | 36 | 150 |
| 150 | 600 | 180 | 580 | 250 | 460 | 36 | 160 |

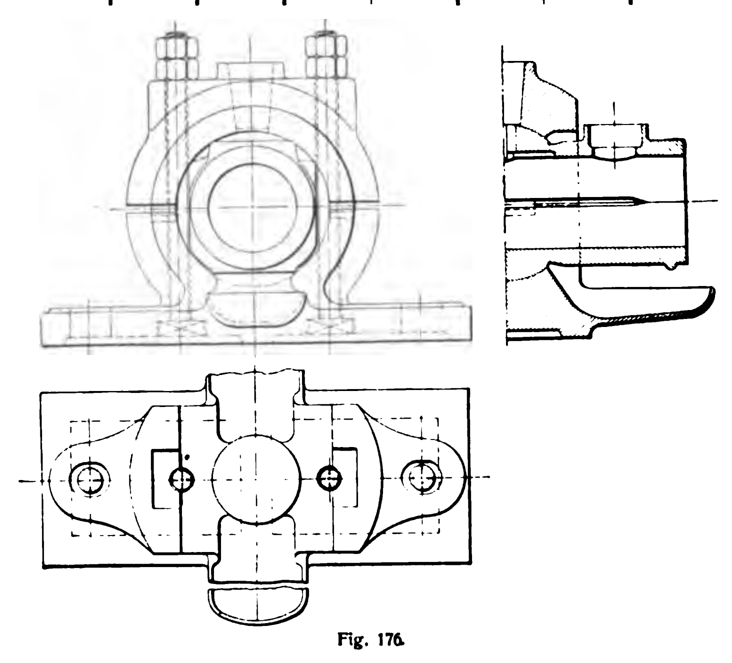


Fig. 176.

Zuverlässigkeit der Wartung unabhängig machen will u. s. w., eignen sich Lager mit Ringschmierung. Bei diesen Lagern kommen Schmiergefäße und Tropfschalen in Wegfall. Die Schmierung erfolgt selbsttätig durch einen oder zwei Ringe, die lose auf der Welle hängen und derselben bei ihrer Umdrehung das erforderliche Schmiermaterial zuführen.

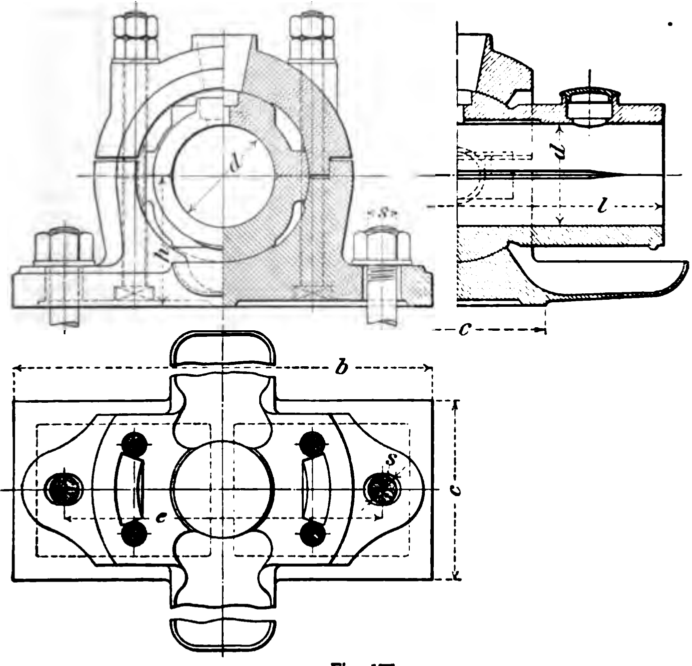



Fig. 177.

Fig. 178 zeigt ein Ringschmierlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau. Dieses sog. Dessauer Sparlager ist ein geteiltes Lager mit Kugelbewegung, dessen Unterschale von einem Behälter für das Schmieröl umschlossen wird. Zwei in dem Lager auf der Welle lose hängende Ringe tauchen unten in das Öl des Behälters ein und besorgen bei ihrer durch die Reibung bewirkten Drehung die Schmierung. Durch Schmiernuten wird das Öl auf die ganze Länge der Lauffläche gleichmäßig verteilt und gelangt in den Behälter zurück, aus dem es von neuem mitgenommen wird.

Zufolge der eigenartigen Formgebung der Schalen ist das Lager selbstdichtend; besondere Dichtungsmittel, Abstreich- und Abschleudervorrichtungen sind nicht vorhanden. Das Lager wird in folgenden Hauptgrößen geliefert.

| Wellen-durch-messer $d$ mm | Schalen-länge $l$ mm | Lager-höhe $h$ mm | Fußplatte $b$ mm | Fußplatte $c$ mm | Schrauben $e$ mm | Schrauben $s$ mm | Ge-wicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 30 | 150 | 80 | 190 | 75 | 140 | 13 | 8 |
| 40 | 200 | 90 | 220 | 90 | 166 | 13 | 12 |
| 50 | 240 | 100 | 260 | 105 | 200 | 16 | 18 |
| 60 | 280 | 110 | 310 | 125 | 230 | 20 | 27 |
| 70 | 330 | 130 | 350 | 140 | 260 | 23 | 45 |
| 80 | 330 | 130 | 350 | 140 | 260 | 23 | 47 |
| 90 | 390 | 150 | 400 | 165 | 300 | 26 | 70 |
| 100 | 460 | 180 | 450 | 190 | 340 | 29 | 105 |
| 110 | 460 | 180 | 450 | 190 | 340 | 29 | 109 |
| 120 | 520 | 200 | 516 | 220 | 396 | 33 | 157 |
| 130 | 520 | 200 | 516 | 220 | 396 | 33 | 161 |

Für schwere Antriebwellen ($d = 5$ bis 22 cm) werden von der Firma Ringschmierlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen geliefert, deren Länge im Mittel $\sim 2{,}4\,d$ beträgt.

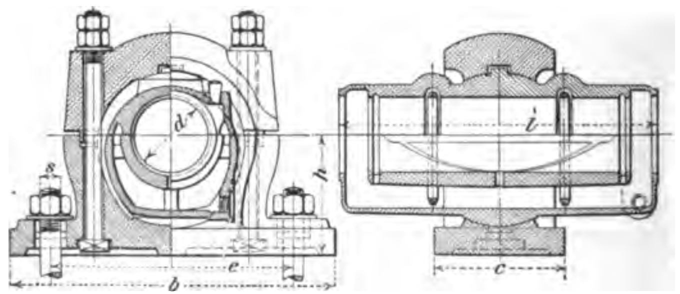


Fig. 178.

Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. bauen Ringschmierlager mit getrennten Ölkammern an den Enden, die je durch zwei seitliche Kanäle miteinander in Verbindung stehen. Derartige Lager mit Kugelbewegung dienen in Fig. 168b zur Führung der mittels Hermann-Kupplung mit einer Hohlwelle verbundenen vollen Welle. Die bis auf eine gewisse Höhe mit Wasser angefüllten Ölkammern bilden in ihren unteren Teilen Schlammsäcke, deren Inhalt — vom Öl abgesonderter Schmutz — nach Lösen einer Kopfschraube abgelassen werden kann. Zur Erkennung des Ölstandes ist jede Kammer mit einem Schauglas versehen.

An Stelle der losen Schmierringe, die zuweilen unregelmäßig laufen, verwendet das Eisenwerk Wülfel einen zweiteiligen Ölring, der inmitten des Lagers durch eine starke Blattfeder oder mehrere Spiralfedern derart auf die Welle festgeklemmt wird, daß diese in der Längsrichtung verschiebbar bleibt.

Fig. 179 stellt ein derartiges Lager mit Kugelbewegung dar. Der Ölring fördert in ununterbrochenem Strome das Öl aus dem unteren Behälter der Lagerschalen in den oberen Behälter, von wo aus es auf die ganze Länge der Lauffläche verteilt wird.

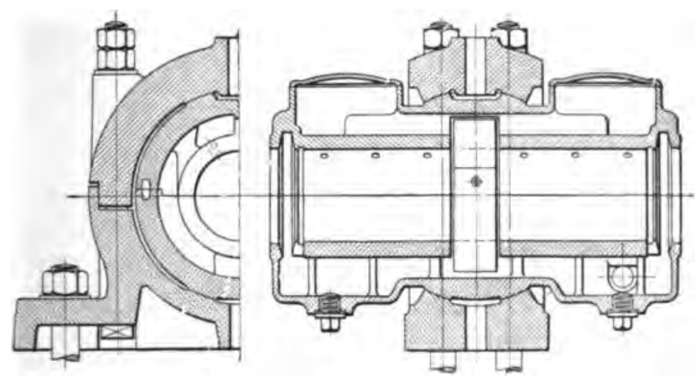


Fig. 179.

Durch Abheben der Deckel der Ölbehälter wird der Ölumlauf sichtbar und läßt sich jederzeit kontrollieren.

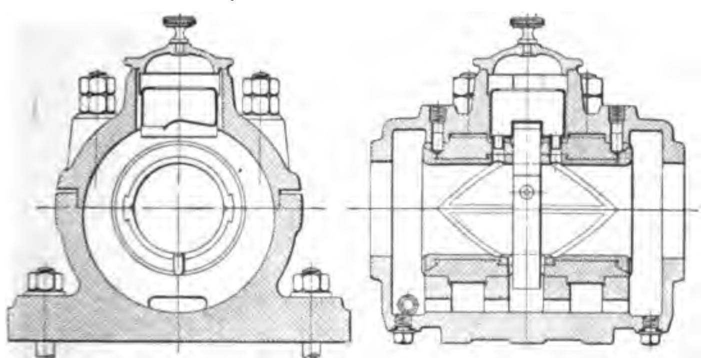


Fig. 180.

Fig. 180 zeigt ein Weißmetalllager derselben Firma mit Ringschmierung und herausnehmbaren Lagerschalen. In dem oberen Ölbehälter ist ein Blechgefäß mit einer Zunge angeordnet, welche das am äußeren Umfange des Ringes haftende Öl abstreicht. Um Ölverluste zu vermeiden, sind Überläufe vorgesehen, durch welche das Öl in den unteren Behälter zurückfließt.

Können die Lager auf einer Mauer, auf einem Holzbalken oder dergl. keine unmittelbare Abstützung finden, so sind Lagerstühle

(Lagerböcke) anzuordnen, oder es ist das Lager als sog. **Bocklager** auszubilden.

Fig. 181 zeigt einen **Lagerbock**, wie er häufig ausgeführt wird.

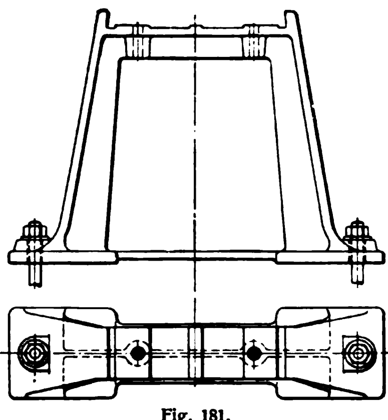


Fig. 181.

Die Mittelpunkte der vorbesprochenen Lager lassen sich nur in **wagerechter Richtung** — durch Verschieben des Lagers auf seiner Unterlage — verstellen.

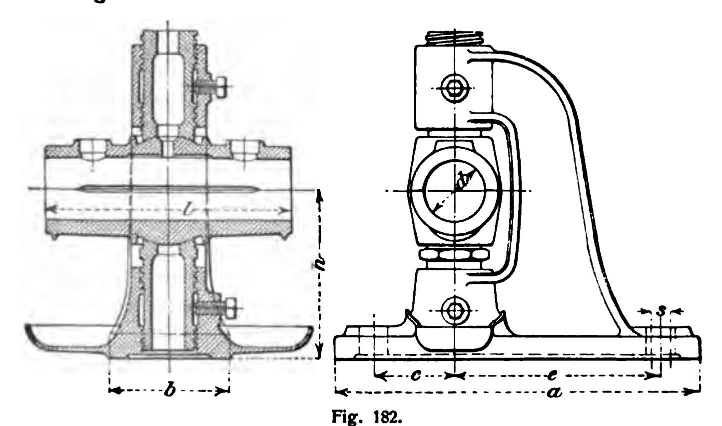



Fig. 182.

Fig. 182 zeigt ein Traglager mit Kugelbewegung, welches außer in wagerechter auch in **lotrechter** Richtung verstellbar ist. Hierbei liegen die Lagerschalen zwischen Spindeln, deren Enden den Kugelsegmenten der Schalen entsprechend ausgebildet sind.

Die nachstehenden Abmessungen dieser Lager sind dem Preisbuche der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. entnommen.

| Wellen-durch-messer $d$ | Schalen-länge $l$ | Lager-höhe $h$ | Fußplatte $a$ | Fußplatte $b$ | Schrauben $c$ | Schrauben $e$ | Schrauben $s$ | Gewicht |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | kg |
| 40 | 160 | 130 | 270 | 90 | 60 | 150 | 13 | 14 |
| 50 | 200 | 145 | 315 | 105 | 70 | 175 | 16 | 19 |
| 60 | 240 | 175 | 380 | 125 | 85 | 215 | 20 | 30 |
| 70 | 280 | 210 | 445 | 140 | 100 | 255 | 23 | 46 |
| 80 | 320 | 210 | 445 | 140 | 100 | 255 | 23 | 52 |
| 90 | 360 | 240 | 510 | 165 | 115 | 295 | 26 | 74 |
| 100 | 400 | 270 | 570 | 190 | 130 | 340 | 29 | 102 |
| 110 | 440 | 270 | 570 | 190 | 130 | 340 | 29 | 114 |

Ist das Lager an einer senkrechten Wand, an einer Säule oder dergl. zu befestigen, so verwendet man Wand- bezw. Säulen-Konsol-

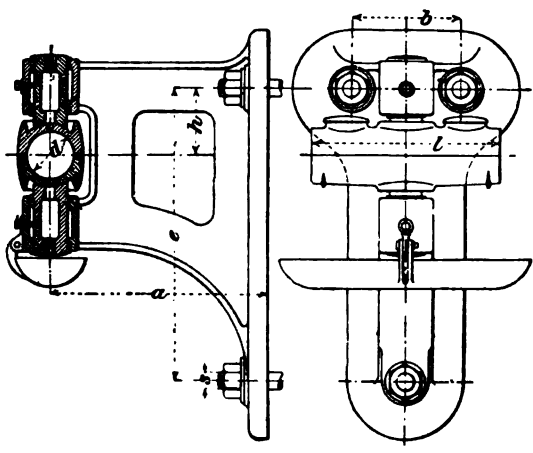



Fig. 183.

lager oder aber Wand- bezw. Säulenkonsole mit Stehlagern der vorbesprochenen Bauart.

Ein offenes Wand-Konsollager zeigt Fig. 183. Es ist mit drei Ankerschrauben an der Wand (Mauer) befestigt. Die Lager haben Kugelbewegung und sind in lotrechter Richtung verstellbar.

Die Abmessungen und Gewichte solcher Lager sind in nachstehender Zusammenstellung enthalten.

| Wellen-durch-messer *d* mm | Schalen-länge *l* mm | Aus-ladung *a* mm | Anker *h* mm | *e* mm | *b* mm | *s* mm | Ge-wicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 40 | 160 | 250 | 80 | 310 | 110 | 16 | 16,5 |
| 45 | 180 | 250 | 80 | 310 | 110 | 16 | 17,5 |
| 50 | 200 | 275 | 88 | 380 | 140 | 20 | 22 |
| 50 | 200 | 450 | 88 | 450 | 140 | 20 | 31 |
| 55 | 220 | 275 | 88 | 380 | 140 | 20 | 26 |
| 55 | 220 | 450 | 88 | 450 | 140 | 20 | 33 |
| 60 | 240 | 300 | 105 | 435 | 160 | 23 | 33 |
| 60 | 240 | 450 | 105 | 450 | 160 | 26 | 45 |
| 65 | 260 | 300 | 105 | 435 | 160 | 23 | 43 |
| 65 | 260 | 450 | 105 | 450 | 160 | 26 | 50 |
| 70 | 280 | 450 | 130 | 510 | 180 | 29 | 58 |
| 75 | 300 | 450 | 130 | 510 | 180 | 29 | 62 |
| 80 | 320 | 450 | 130 | 510 | 180 | 29 | 66 |
| 85 | 340 | 450 | 160 | 560 | 200 | 33 | 85 |
| 90 | 360 | 450 | 160 | 560 | 200 | 33 | 90 |
| 95 | 380 | 450 | 160 | 560 | 200 | 33 | 95 |
| 100 | 400 | 450 | 180 | 620 | 230 | 36 | 118 |
| 105 | 420 | 450 | 180 | 620 | 230 | 36 | 123 |
| 110 | 440 | 450 | 180 | 620 | 230 | 36 | 128 |

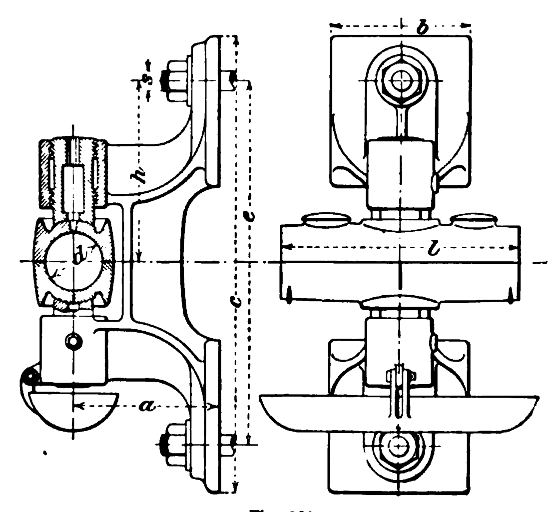



Fig. 184.

Das Fig. 184 ersichtliche Konsollager ist mit zwei Schraubenbolzen an einer Säule oder dergl. befestigt. Die in lotrechter Richtung verstellbaren Lagerschalen haben ebenfalls Kugelbewegung.

Die Lager werden in folgenden Größen geliefert.

| Wellen-durch-messer $d$ | Schalen-länge $l$ | Aus-ladung $a$ | Höhe $h=\frac{e}{2}$ | Befestigungs-platte $c$ | $b$ | Schrauben $e$ | $s$ | Ge-wicht |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | kg |
| 40 | 160 | 150 | 160 | 400 | 130 | 320 | 20 | 15 |
| 45 | 180 | 150 | 160 | 400 | 130 | 320 | 20 | 16 |
| 50 | 200 | 150 | 180 | 460 | 135 | 360 | 23 | 22 |
| 55 | 220 | 150 | 180 | 460 | 135 | 360 | 23 | 24 |
| 60 | 240 | 150 | 210 | 520 | 150 | 420 | 26 | 32 |
| 65 | 260 | 150 | 210 | 520 | 150 | 420 | 26 | 34 |
| 70 | 280 | 150 | 240 | 600 | 160 | 480 | 26 | 48 |
| 75 | 300 | 150 | 240 | 600 | 160 | 480 | 26 | 51 |
| 80 | 320 | 150 | 240 | 600 | 160 | 480 | 26 | 55 |
| 85 | 340 | 180 | 270 | 670 | 170 | 540 | 29 | 66 |
| 90 | 360 | 180 | 270 | 670 | 170 | 540 | 29 | 72 |
| 95 | 380 | 180 | 270 | 670 | 170 | 540 | 29 | 76 |
| 100 | 400 | 180 | 300 | 750 | 180 | 600 | 33 | 80 |
| 105 | 420 | 180 | 300 | 750 | 180 | 600 | 33 | 87 |
| 110 | 440 | 180 | 300 | 750 | 180 | 600 | 33 | 95 |

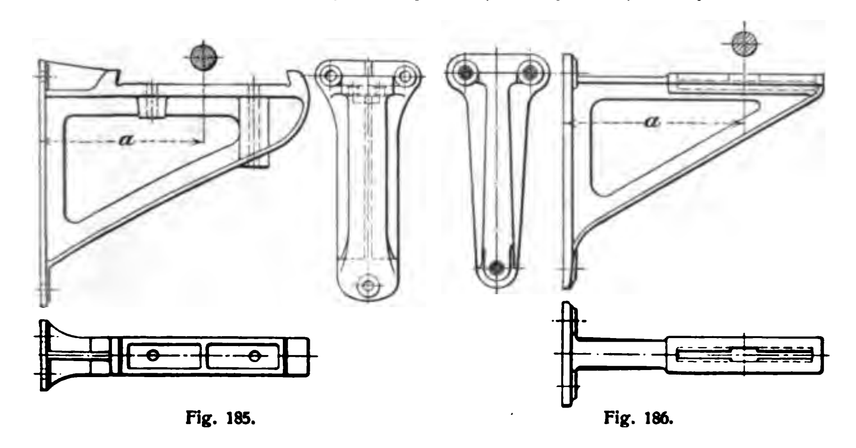



Fig. 185. Fig. 186.

In Fig. 185 und 186 sind Wandkonsole zum Tragen je eines Stehlagers dargestellt. Die Ausladung $a$ richtet sich zumeist nach den Abmessungen der auf der tragenden Welle sitzenden Riemenscheiben, Räder u. dergl.

Die **Säulenkonsole** mit zwei übereinander liegenden Befestigungsschrauben zeigen dieselbe Bauart; zuweilen werden derartige Konsole mittels zweiteiliger Schellen an der zugehörigen Säule befestigt. Wand- und Säulenkonsole werden auch als Hohlgußkörper ausgeführt.

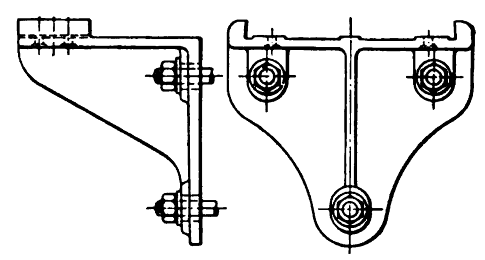


Fig. 187.

**Winkelkonsole**, Fig. 187, finden Anwendung, wenn die Welle kurz vor der Wand endigt.

Hat die Befestigung des Lagers an einer Decke zu erfolgen, so sind **Hängelager** oder **Hängeböcke** mit Stehlagern erforderlich.

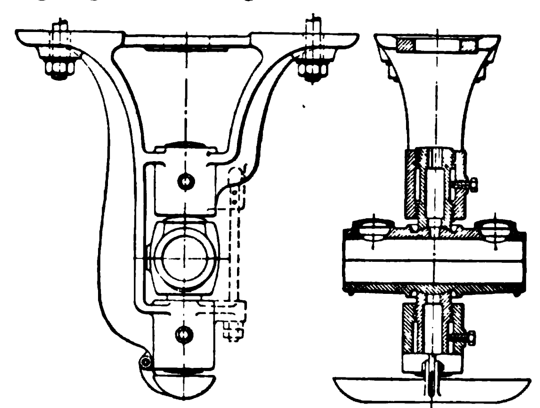


Fig. 188.

Fig. 188 zeigt ein **offenes**, Fig. 189 ein **geschlossenes** Hängelager, beide mit Kugelbewegung und lotrechter Verstellung der Lagerschalen.

Die offenen Hängelager können auch mit Stangenschluß ausgeführt werden (Fig. 188 in punktierten Linien angegeben).

Einen **Hängebock** für Stehlager (Rumpflager) läßt Fig. 174 (S. 222) erkennen.

Kommt das Lager in eine Mauer zu stehen, so wird es in einem **Mauerkasten** (Wandkasten), Fig. 190, befestigt, der durch Ein-

mauern, erforderlichenfalls noch durch Verankerung in feste Verbindung mit der Mauer zu bringen ist.

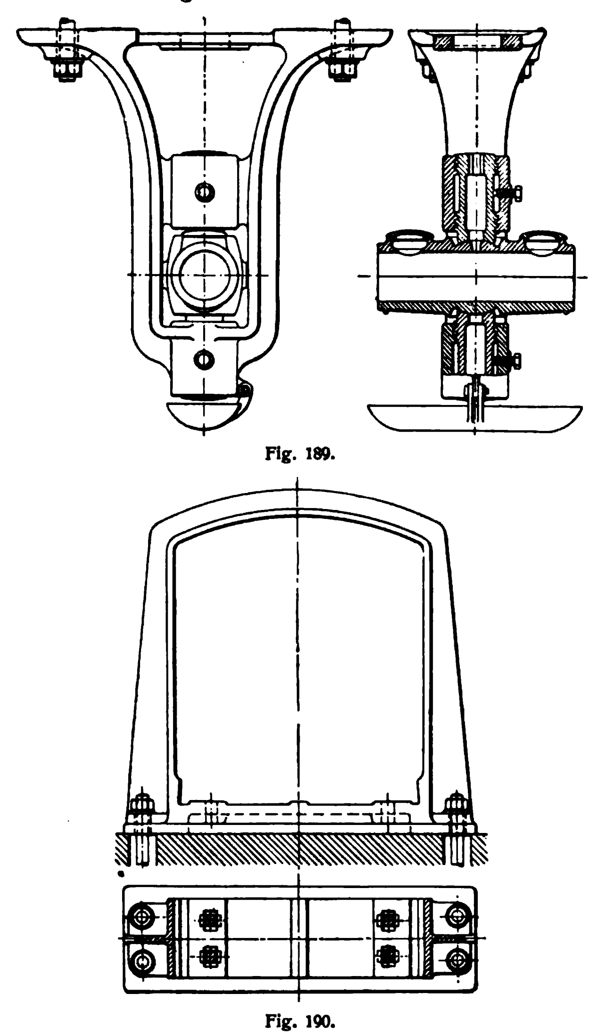


Fig. 189.

Fig. 190.

Ein mit der Grundplatte einer stehenden Verbunddampfmaschine von 320 bezw. 510 mm Cylinderdurchmesser und 500 mm Hub der

Bernburger Maschinenfabrik A.-G. in Bernburg aus einem Stück gegossenes Kurbelwellenlager zeigt Fig. 191.

Die Drehung der mit Weißmetall ausgegossenen gußeisernen Lagerschalen wird durch einen in die Oberschale fest eingeschlagenen Dübel, der in den Lagerdeckel greift, und in den auch das Ölrohr geschraubt ist, verhindert. Die vierkantigen Köpfe der Deckelschrauben liegen in entsprechenden Aussparungen der Grundplatte.

Das Nachziehen der Lagerschalen erfolgt bei den vorbesprochenen Lagerkonstruktionen durch die lotrecht zur Schalenfuge,

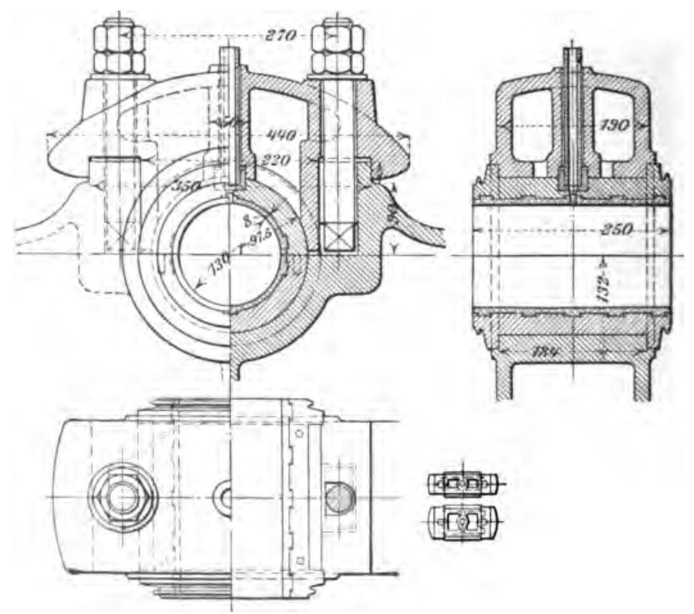



Fig. 191.

zumeist in Richtung des größten Zapfendruckes, liegenden Deckelschrauben. Wechselt der Zapfendruck, wie es z. B. bei den Kurbelwellenlagern liegender Dampfmaschinen der Fall ist, in wagerechter Richtung, so müssen die Lagerschalen in dieser nachstellbar gemacht werden. Dies bedingt eine Drei- oder Vierteilung der Lagerschale. Die Nachstellung der Seitenschalen erfolgt durch Keile oder durch Stellschrauben. Sehr häufig wird bei Kurbelwellenlagern auch die Unterschale — insbesondere bei schweren Schwungrädern — stark belastet, doch verzichtet man in der Regel auf die Nachstellbarkeit derselben und begnügt sich mit der seitlichen und der Ausgleichung lotrechter Abnutzungen durch Anziehen der Deckelschrauben.

In Fig. 192 ist das Kurbelwellenlager einer liegenden Dampfmaschine mit vierteiliger, gußeiserner und mit Weißmetall ausgegossener

Lagerschale in Verbindung mit dem Maschinenrahmen nach Ausführung der **Sächsischen Maschinenfabrik** in Chemnitz dargestellt. Die beiden Seitenschalen werden durch **Keile** (einseitiger Anzug 1 : 8) nachgestellt, zu deren Verschiebung vom Deckel unabhängige Stellschrauben dienen, die ihre Stützpunkte in je einer durch Flanschenverschraubung im Rahmen befestigten Rotgußmutter haben. Die Sicherung erfolgt durch je eine Mutter mit untergeschobenem Preß-

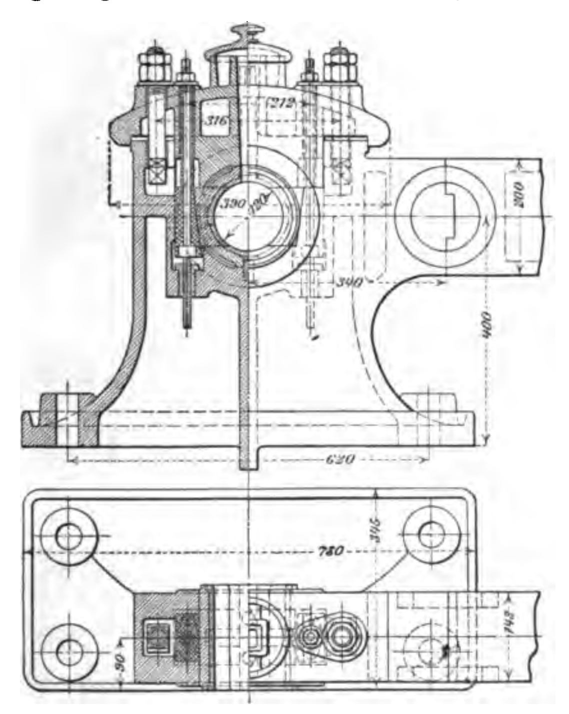


Fig. 192.

rohr. Der Deckel kann ohne Änderung der Keilstellungen abgenommen werden. Behufs Schmierung wird die mittlere große Deckelöffnung mit Talg oder einem steifen Fett gefüllt; außerdem sind zwei seitliche Ölrohre vorhanden.

Ein ähnliches, zu einer schweren Walzenzugmaschine von 1000 mm Cylinderdurchmesser und 1400 mm Hub gehöriges Lager mit vierteiliger Schale von 400 mm Bohrung und 650 mm Länge zeigt Fig. 193. Es ist hier nur **ein** Anzugkeil angeordnet, der mittels einer schmiedeisernen Druckplatte auf die ganze Länge der Schale wirkt. Zum Entfernen der Schalen ist nur nötig, die Welle so hoch zu heben, daß man mittels

eingeschraubter Ösen die Unterschale über die zwei in den Lagerkörper eingeschlagenen Stifte heben und herausdrehen kann; ebenso einfach ist das Einsetzen neuer Schalen.

Die Schmierung geschieht für gewöhnlich mit steifem Fett, das durch belastete Kolben aus Gasrohr in vier durch Aussparungen an

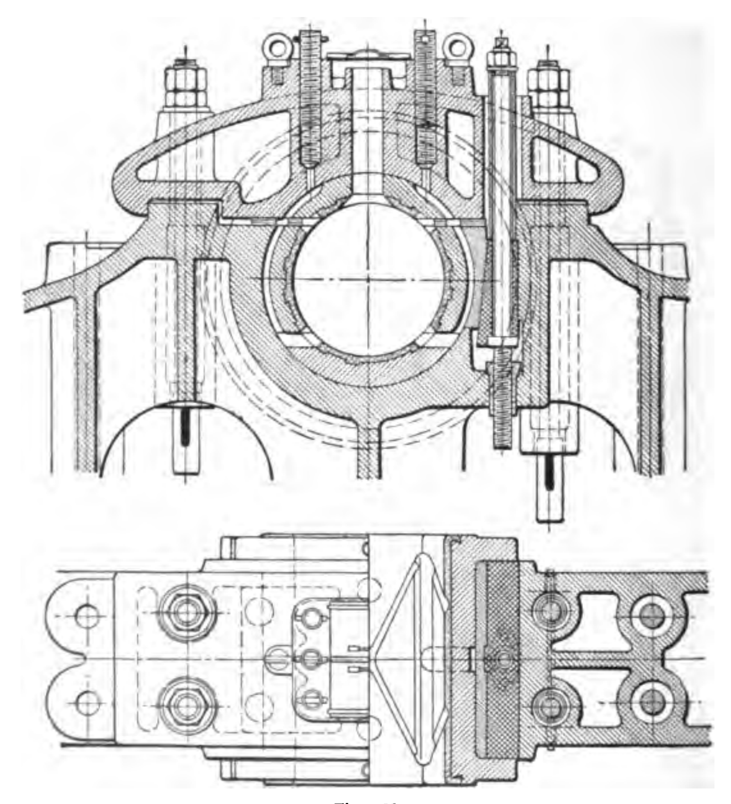


Fig. 193.

den Teilstellen der Schalen gebildete Kammern gedrückt wird. Durch die mittlere große Deckelöffnung kann Speck eingebracht werden; seitliche Löcher dienen beim Einlaufen neuer Schalen der Ölzufuhr.

Fig. 194 zeigt ein Kurbelwellenlager mit ebenfalls vierteiliger Schale von 200 mm Bohrung und 340 mm Länge. Die Nachstellung erfolgt nur auf einer Seite des Lagers mittels Druckschrauben,

deren aus Rotguß gefertigte Muttern durch Schraubenstifte gegen Drehung gesichert sind.

Zuweilen werden auf jeder Lagerseite Druckschrauben angeordnet.

Erfolgt die Stützung eines Tragzapfens durch Kugeln, so wird das Lager als Kugellager bezeichnet.

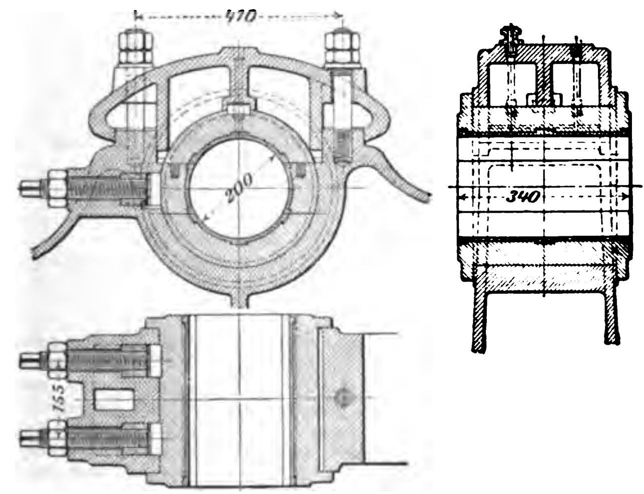



Fig. 194.

Bezeichnet $P_0$ die von einer Kugel vom Durchmesser $\delta$ (in cm) zu übertragende Kraft in kg, so gilt

$$P_0 = c\,\delta^2, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 35$$

worin $c$ einen vom Material und von der Gestalt der Kugellaufflächen abhängigen Koeffizienten (in kg/qcm) bedeutet. Derselbe kann bei Kugellagern für dauernden Betrieb nach Stribeck[1]) gesetzt werden:

$c = 30$ bis 50 für gehärtete Stahlkugeln zwischen Ringen mit ebenen, kegelförmigen und cylindrischen Laufflächen aus gleichem Material. (Der kleinere Wert gilt für den Fall, daß an den meistbelasteten Druckstellen neben der rollenden die gleitende Reibung auftritt, der größere Wert, wenn die Kugeln nur rollen.)

$c = 100$ für gehärtete Stahlkugeln in Stahlrinnen, deren Krümmungshalbmesser $= {}^2/_3\,\delta$ ist.

Bei vorzüglicher Ausführung können diese Werte um 50% überschritten werden.

---

[1]) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 73.

Als Laufringe für schwere Traglager haben sich bei den von Stribeck angestellten Versuchen die in Fig. 195 dargestellten Ringe mit hohlcylindrischen Rinnen am besten bewährt.

Die Gesamtbelastung $P$, welche auf einen Laufring mit $i$ Kugeln entfällt, überträgt sich nach Fig. 196 nicht gleichmäßig auf alle Kugeln. Es ist vielmehr

$$P = P_0 + 2\,P_1 \cos\gamma + 2\,P_2 \cos 2\,\gamma + \ldots . + 2\,P_n \cos n\,\gamma,$$

wo

$$n\,\gamma < 90^0$$

und in der Regel

$$\gamma = \frac{360}{i}, \text{ also } n \leqq \frac{i}{4}.$$

Für $i = 10$ bis 20 kann als größte Belastung einer Kugel gesetzt werden

$$P_0 = \frac{5}{i}\,P;$$

hiernach ist für $i = 10 \quad 15 \quad 20$

der entsprechende Wert $P_0 = \frac{P}{2} \quad \frac{P}{3} \quad \frac{P}{4}$

in die Gl. 35 einzuführen.

Fig. 195.

Bei den Stribeckschen Versuchen hat sich gezeigt, daß die Kugellager hinsichtlich der Größe des Reibungswiderstandes sehr beständig sind; die mehr oder minder große Zähigkeit des Schmiermaterials übt keinen erheblichen Einfluß auf die Reibung aus. Als weitere Vorzüge der Kugellager gegenüber den Gleitlagern sind die folgenden anzuführen: „Die Notwendigkeit des Einlaufens, die schwer belasteten und auch den für große Geschwindigkeiten bestimmten Gleitlagern nicht selten verhängnisvoll wird, entfällt bei gut gearbeiteten Kugellagern. Sie sind kurz und auch für große Geschwindigkeiten und beträchtliche Belastungen, wofür Gleitlager zur Vermeidung des Anfressens und wegen der Wärmeabführung häufig unerwünscht lang werden müssen, in denselben Abmessungen wie für geringe Geschwindigkeiten anwendbar. Staub und Verunreinigungen des Öles lassen sich leichter von den Laufflächen fernhalten und sind nicht so nachteilig wie bei Gleitlagern. Die einreihigen Kugellager gestatten der Welle mäßige Pendelbewegungen; sie sind also unempfindlich gegen geringe Verbiegungen der Welle und kleine Aufstellungsfehler."

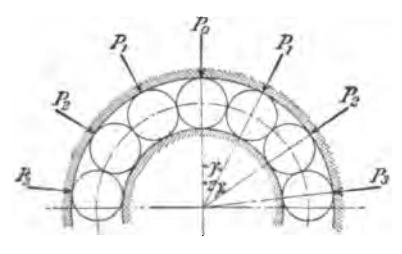


Fig. 196.

Diese guten Eigenschaften besitzen aber nur solche Lager, deren Kugeln und Laufringe genau hergestellt sind, und die hinsichtlich der Gleichmäßigkeit, Härte und Zähigkeit gewissen Anforderungen ent-

sprechen, die nach den bisherigen Erfahrungen nur von wenigen Sonderfabriken erfüllt werden können [1].

Fig. 197 und 198 zeigen zwei normale Kugellager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin für Wellen von je 50 mm Durchmesser, die als Stehlager wie auch als Förderwagenlager verwendet werden. Bei Anwendung als Förderwagenlager dient das Lager Fig. 197 für außenliegende, dasjenige Fig. 198 für innenliegende Räder. Zu jedem Laufringsystem gehören ein innerer und ein äußerer Laufring *a* bezw. *b* mit dazwischenliegenden Kugeln. Zum Einfüllen der letzteren ist der äußere Laufring mit einem Schloß *c* und einer Schraube *e* (Fig. 197) bezw. mit einer Schraube *f* und entsprechender Nut (Fig. 198) versehen. Die Einfüllöffnung muß sich stets an einer unbelasteten Stelle des Lagers befinden.

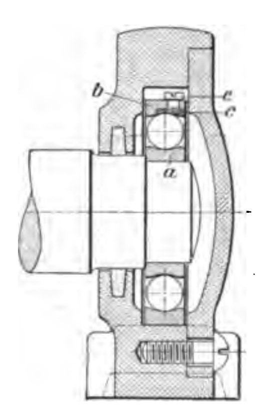


Fig. 197.

Der innere Laufring ist bei dem Fig. 198 ersichtlichen Lager mittels einer Spannhülse *d*, die aus zwei kegelförmig ineinander greifenden Büchsen mit Spannmutter besteht, fest mit der ungehärteten Welle verbunden; bei dem Lager Fig. 197 ist der innere Laufring gut passend über das vorher an der Oberfläche abgehärtete Wellenende geschoben.

Wenn auch die Laufringsysteme die im Betriebe auftretenden achsialen Beanspruchungen ohne weiteres aufnehmen, so muß bei An-

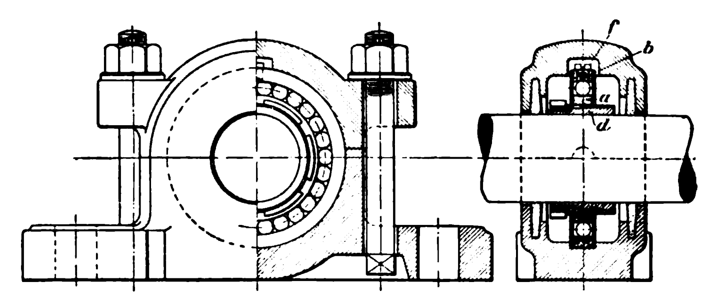


Fig. 198.

wendung mehrerer Laufringsysteme auf einer Welle dafür gesorgt werden, daß ein Klemmen derselben in den Gehäusen — durch Ungenauigkeiten bei der Montage und Wärmedehnungen (bei längeren Wellensträngen) — nicht stattfinden kann. Sollen die Wellen in achsialer

---

[1] Siehe auch F. Heerwagen: Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 1701.

Richtung festgehalten werden, so hat dies daher nur durch **ein** Laufringsystem zu geschehen, während die anderen seitlich Luft erhalten müssen.

Die Schmierung geschieht, je nach dem Verwendungszweck der Lager, mit konsistentem Fett, Vaseline oder dickflüssigem Öl. Zur Abdichtung dienen Filzringe.

Für **schwere Straßenfahrzeuge** verwendet die genannte Firma das Fig. 199 ersichtliche Achskugellager. Die Stahlgußnabe besteht aus zwei miteinander verschraubten und durch Sicherung festgestellten Teilen mit Staubkapseln aus Stahlguß an den Enden; zur Lagerung der Achsschenkel dienen je zwei Laufringsysteme der vorbesprochenen Bauart. Auf leichtes Abziehen der Nabe — nach Ent-

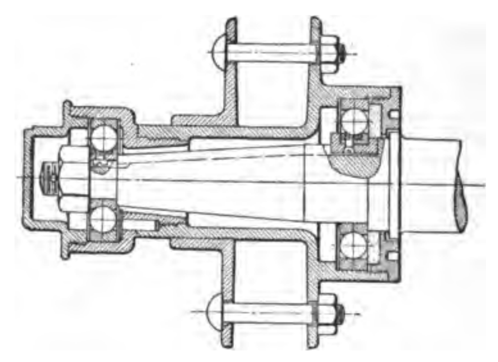


Fig. 199.

fernung der vorderen Staubkapsel, des Splintes und der Achsmutter — ist Rücksicht genommen; hierbei bleiben die Kugellager innerhalb der Nabe.

Die **Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken** liefern gehärtete **Gußstahlkugeln** aus bestem Sonder-Werkzeugstahl in Größen von 1/8 bis 4" engl. bezw. 3,17 bis 101,60 mm Durchmesser und zwar Kugeln von 1/8 bis 1" engl. Durchmesser für zulässige Belastungen von 15 bis 960 kg. Diesen Belastungen entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 150$ kg/qcm. Die genannte Firma garantiert für tadellose Härtung, genaueste Rundung, größte Zähigkeit und vollkommene Gleichheit der Kugeln.

**Meyer & Co.** in Düsseldorf liefern gehärtete Stahlkugeln aus komprimiertem Sonder-Werkzeugstahl, auf eigenen Maschinen gefraist, glashart gehärtet, sodann geschliffen und poliert, für Kugellager in Kranen, Bohr- und Fraismaschinen, Drehbänken u. s. w. von 1/8 bis 2" engl. bezw. 3,17 bis 50,8 mm Durchmesser, ferner solche von 60 bis 150 mm Durchmesser. Die zulässigen Belastungen werden für Kugeln von 1/8 bis 1" Durchmesser zu 70 bis 5000 kg (nach Mitteilung der Fabrik etwa 1/8 der Bruchbelastung), angegeben; dem entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 700$ kg/qcm, der gegenüber den von **Stribeck** ermittelten Werten (s. S. 237) außerordentlich hoch erscheint!

Meyer & Co. bezeichnen als sehr wichtig, daß die Oberflächen der Kugeln wie des Lagers auch unter einem starken Vergrößerungsglase sich vollständig frei von kleinen Flecken oder Löchern zeigen. Ebenso wie die Kugeln sollten auch die Lager aus dem härtesten Material hergestellt und auf eine Tiefe gleich dem Kugelhalbmesser gehärtet werden.

Fig. 200 zeigt ein Traglager nach Ausführung der letztgenannten Firma.

Die Kugeln laufen auf kegelförmigen Flächen einer Anzahl von Ringen, die, behufs Ausgleichung eintretender Abnutzungen, mittels äußerer Stellscheiben *a* einander genähert werden können. Der Umfang einer auf die Welle gezogenen gehärteten Stahlbüchse bildet die innere Lauffläche der Kugeln.

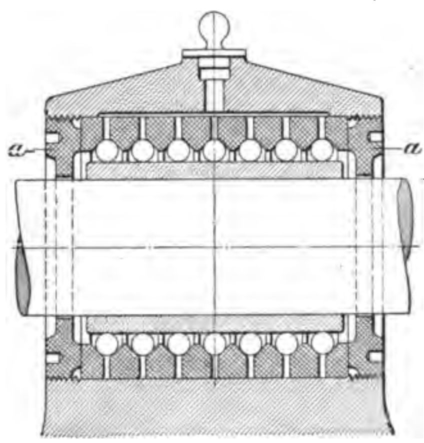


Fig. 200.

Als Auflager für schwere Dachbinder, Brückenträger — auch im Maschinenbau, z. B. zur Stützung der Laufachsen von Lokomotiv-Schiebebühnen — finden Rollenlager Verwendung.

Bezeichnet

$P_0$ die durch eine Rolle zu übertragende Kraft in kg,

$\delta$ deren Durchmesser, bei Kegelform deren mittleren Durchmesser in cm,

$l$ die tragende Länge der Rolle in cm,

$c$ einen Koeffizienten in kg/qcm,

so pflegt nach C. v. Bach für cylindrische und kegelförmige Rollen gesetzt zu werden

$$P_0 = c\,\delta\,l.$$

Man nimmt für Material von genügender Härte und unter Voraussetzung möglichst gleichmäßiger Verteilung von $P_0$ über die ganze Länge $l$ der Rolle

$c$ bis 25 bei gußeisernen Rollen auf ebenen Platten aus gleichem Material, und zwar ist $c$ um so geringer in die Rechnung einzuführen, je größer die Rollenlänge ist;

$c$ bis 60 bei gehärteten Stahlrollen auf ebenen Platten aus Stahl (Stahlguß)[1]).

Man findet

$$\frac{l}{\delta} < 5.$$

---

[1]) Versuche, die im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure zur Ermittelung genauerer Werte für den Koeffizienten *c* angestellt wurden, sind noch nicht als abgeschlossen zu betrachten.

Sind mehrere Rollen vorhanden, so ist zunächst zu prüfen, ob eine gleichmäßige oder ungleichmäßige Übertragung der Gesamtbelastung $P$ des Lagers auf die einzelnen Rollen desselben stattfindet. Im letzteren Falle ist wie bei Kugellagern zu verfahren (s. d.).

Bei den zur Bestimmung des Gewichtes körperlicher Gegenstände dienenden Wagen kommen Schneidenlager in Anwendung. Der Winkel der auf das Lager drückenden Schneiden — aus glashartem, nicht (oder nur bis zur strohgelben Farbe) angelassenem Stahl bestehend — kann bei hohem Drucke und kleinem Ausschlage $\alpha = 120^0$, bei feineren Wagen bis $\alpha = 45^0$ gewählt werden. Im ersteren Falle ist das eigentliche Lager eine Ebene, im zweiten eine Kerbe (Winkelfläche), deren Ebenen einen Winkel von etwa 105⁰ bilden.

Der zulässige Druck für 1 mm Schneidenlänge soll bei großem Ausschlage 5 bis 20 kg, bei kleinem Ausschlage 50 bis 100 kg betragen; Drücke von 100 bis 200 kg/mm erscheinen hier bedenklich. Mit dem Drucke wächst die nötige Abrundung der Schneidenkante, wodurch die Empfindlichkeit der Wage abnimmt.

Drücke bis 300 kg für 1 mm Schneidenlänge, wie sie sich bei den Schneiden großer Festigkeitsmaschinen (bei einer Abrundung der Kante mit etwa 0,75 mm Durchmesser) finden, sind nicht zu empfehlen[1]).

## b) Spur- oder Stützlager (Kammlager).

Ein einfaches Spurlager für gewöhnliche Triebwerkwellen zeigt Fig. 201. Die aus geeignetem Material (Stahl, Guß-

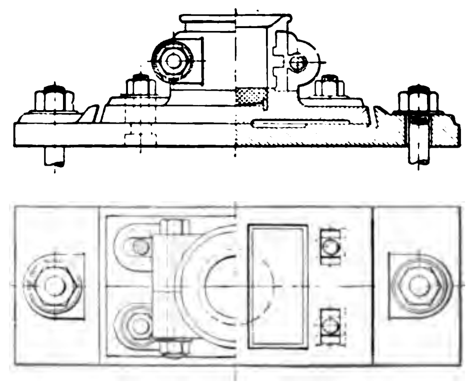


Fig. 201.

eisen, Bronze) hergestellte Spurplatte erhält, um den Bewegungsschwankungen des Zapfens selbsttätig folgen zu können, eine gewölbte Auflagefläche; ihre Drehung wird durch einen eingelassenen Stift ver-

[1]) Vergl. des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte", 18. Aufl., S. 629 (Abteilung I).

hütet. Behufs Aufnahme von Schmiermaterial ist die aus Bronze gefertigte Führungsbüchse im oberen Teile entsprechend erweitert. Um sie mitsamt der Spurplatte — ohne Entfernung der Welle — aus dem

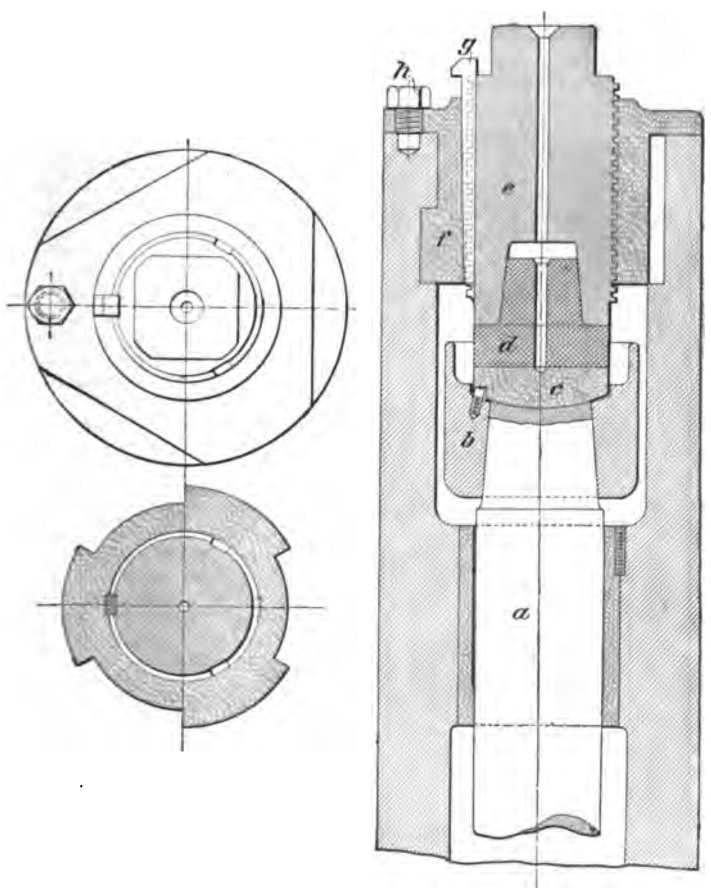



Fig. 202.

Lagerkörper herausnehmen zu können, ist sie zweiteilig angefertigt und auch der Lagerkörper aus zwei Hälften hergestellt, die durch Schraubenbolzen miteinander verbunden werden.

Im Turbinenbau finden Spurlager zur Stützung des Überwasserzapfens Verwendung. Je nachdem derselbe mit dem zugehörigen

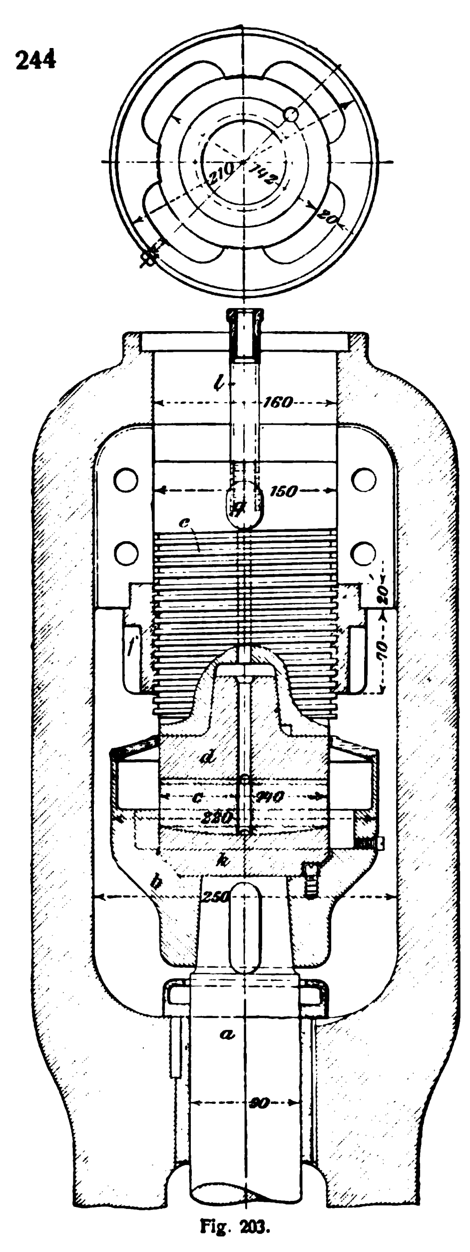



Fig. 203.

Spurlager in einer Erweiterung der hohlen Turbinenwelle (sog. Laterne) untergebracht oder am oberen Ende der letzteren angeordnet ist, wird er als Mittelzapfen oder als Oberzapfen bezeichnet.

Fig. 202 zeigt das Turbinen-Spurlager eines Oberzapfens von 80 mm Durchmesser mit Bajonettverschluß nach Ausführung der Maschinenfabrik Germania (vorm. J. S. Schwalbe & Sohn) in Chemnitz. Die schmiedeiserne Standsäule *a* trägt die von einer gußeisernen Schmierpfanne *b* umgebene, am Drehen gehinderte Linse *c* aus Phosphorbronze, auf welche sich der aus Stahl (Hartguß) gefertigte Zapfen *d* stützt. Über den kegelförmigen Ansatz des letzteren greift ein am äußeren Umfange mit Gewinde (7 Gänge auf 2″ engl.) versehener schmiedeiserner Halter *e*, dessen Muttergewinde sich in der Rotgußbüchse *f* befindet; dieselbe wird von oben in die hohle Turbinenwelle eingesetzt, nachdem um 60° gedreht, so daß ihre Vorsprünge unter entsprechende Ansätze der ersteren zu liegen kommen. Durch Drehung des Zapfenhalters *e*, dessen oberer Teil ein Vierkant bildet, läßt sich, da er durch den Keil *g* mit der Büchse *f* verbunden und diese durch

eine Kopfschraube *h* an der Drehung verhindert ist, eine Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle bewirken. Behufs Zuführung von Schmiermaterial sind Halter *e* und Zapfen *d* mit centralen Bohrungen versehen.

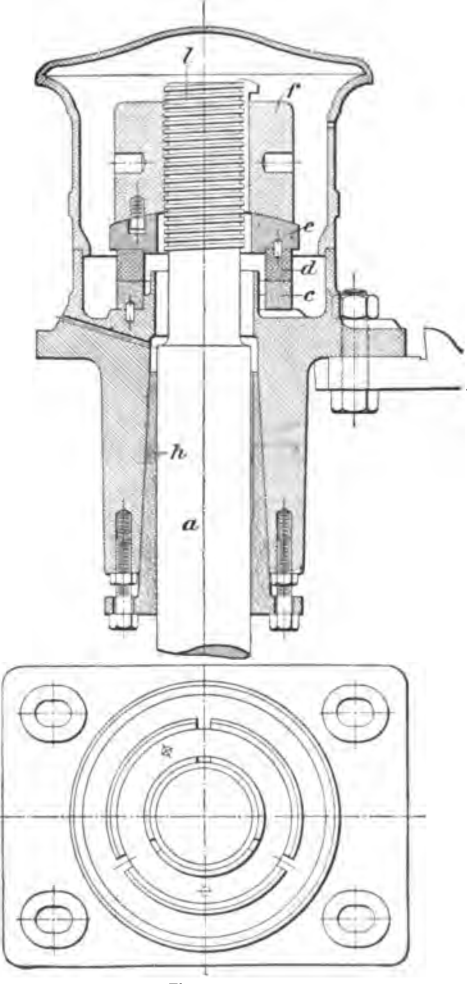



Fig. 204.

Das in Fig. 203 dargestellte Turbinenlager eines Mittelzapfens von 140 mm Durchmesser der genannten Firma unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Lager zunächst dadurch, daß zwischen die drehbar angeordnete Linse *c* und Standsäule *a* noch eine am Drehen verhinderte Spurpfanne *k* aus Stahl (Hartguß) in den Öltopf *b* eingelegt ist. Es sind sonach zwei Gleitflächen vorhanden, die, je nachdem der Widerstand auf der einen oder anderen derselben aus irgend einem Grunde zu- bezw. abnimmt, wechselweise in Tätigkeit treten. Damit wird unter Umständen einem Heißlaufen und Festfressen des Zapfens *d* vorgebeugt. Behufs Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle wird die aus Schweißeisen gefertigte Mutter *f* gedreht, der mit einem Außengewinde (3 Gänge auf 1″ engl.) versehene Zapfenhalter *e* aber mittels Feder *g* an der Drehung verhindert. Die Ölzuführung erfolgt durch centrale Bohrungen des Halters *e*, Zapfens *d* und der Linse *c* mittels Ölröhrchens *l* von einem Schmierbehälter aus.

An Stelle eines ebenen ist bei dem Fig. 204 ersichtlichen Stützlager einer ohne Hohlwelle ausgeführten Turbine ein ringförmiger Spurzapfen *d* aus Stahl zur Anwendung ge-

kommen. Derselbe stützt sich einerseits auf den aus Hartmetall gefertigten, am Drehen verhinderten Laufring *c*, andererseits auf die durch zwei Mitnehmerstifte mit der gußeisernen Mutter *f* verbundene Kugelhaue *e* aus Schmiedeeisen.

Die aus Stahl gefertigte, am oberen Teile mit Gewinde (2½ Gänge auf 1″ engl.) versehene Turbinenwelle *a* führt sich in einer zweiteiligen Rotgußbüchse *h* mit ovalem Flansch; ihre Einstellung erfolgt durch Drehung der Mutter *f*. Sämtliche Teile sind von einem Staubdeckel umgeben.

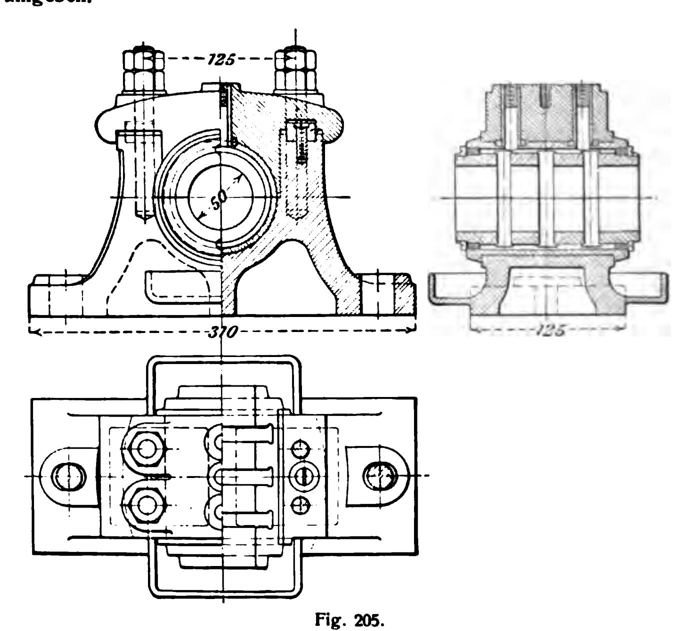



Fig. 205.

Stützlager für durchgehende Wellen mit Kammzapfen werden als Kammlager bezeichnet; sie finden vorzugsweise in der Marine Verwendung. Bei Schneckengetrieben sind sie in der Neuzeit durch Kugellager verdrängt worden.

Fig. 205 zeigt ein Kammlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau mit Rotgußschalen. Der in der Achsenrichtung wirkende Druck wird durch zwei kräftige Dübel, die in Bohrungen des Deckels und des Lagerkörpers eingreifen, von dem ersteren auf den letzteren übertragen. Bei größeren Kammlagern wird an Stelle der mit der nötigen Anzahl von Ringnuten versehenen Lagerschale für jeden einzelnen Ring des Kammzapfens ein besonderer Rotgußring in den Lagerkörper bezw. den Deckel eingeschlagen.

Stützkugellager werden von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin je nach der Umdrehungszahl und dem Verwendungszweck in verschiedenen Arten ausgeführt.

Für langsame Umdrehungszahlen — bis zu etwa 300 in der Minute — werden beide Laufringe mit rillenförmigen Bahnen versehen, vorausgesetzt, daß Tragdrücke lotrecht zur Welle überhaupt nicht vorhanden sind.

Fig. 206 zeigt ein solches zu einem Kranhaken gehöriges Stützkugellager.

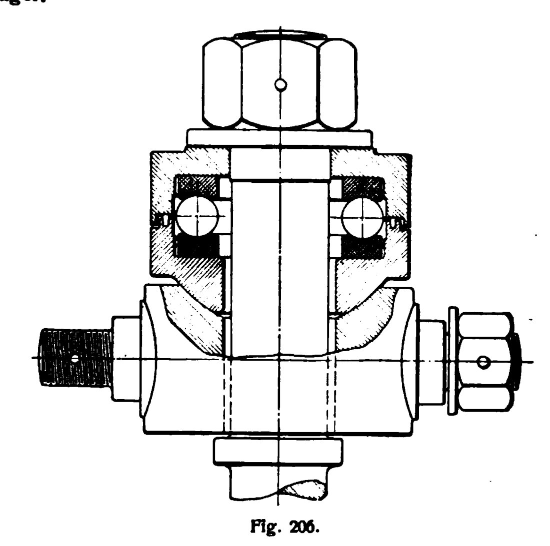


Fig. 206.

Sind Tragdrücke ebenfalls aufzunehmen, so sind hierfür besondere Kugellager anzuordnen, die — gleichwie die normalen Laufringsysteme der Firma (Fig. 197 und 198) — keine Abnutzung erleiden.

Fig. 207 läßt das zu einer Drehbankspindel gehörige Kugellager mit zwei Laufringsystemen für die auftretenden Trag- und Stützdrücke erkennen.

Wird der Tragdruck durch Gleitlager aufgenommen, dann wird der Abnutzung dadurch Rechnung getragen, daß die Laufbahn des sich drehenden Ringes gerade ausgeführt wird. Diese Konstruktion muß auch dann angewendet werden, wenn es sich um Umdrehungen von über 300 bis etwa 1500 in der Minute handelt.

Bei dem in Fig. 208 dargestellten Kranlager wird der wagerechte Druck von 17 000 kg und der Stützdruck von 7500 kg durch je ein Kugellager aufgenommen; die eine Laufbahn des Stützlagers ist gerade, die andere rillenförmig ausgeführt, ferner der stillstehende Laufring, um ein gleichmäßiges Tragen aller Kugeln zu sichern, mit einer kugelförmigen Auflagefläche versehen.

Bei Umdrehungszahlen über 1500 in der Minute gibt man den Kugeln der Stützlager in radialer Richtung etwas Spiel, so daß der

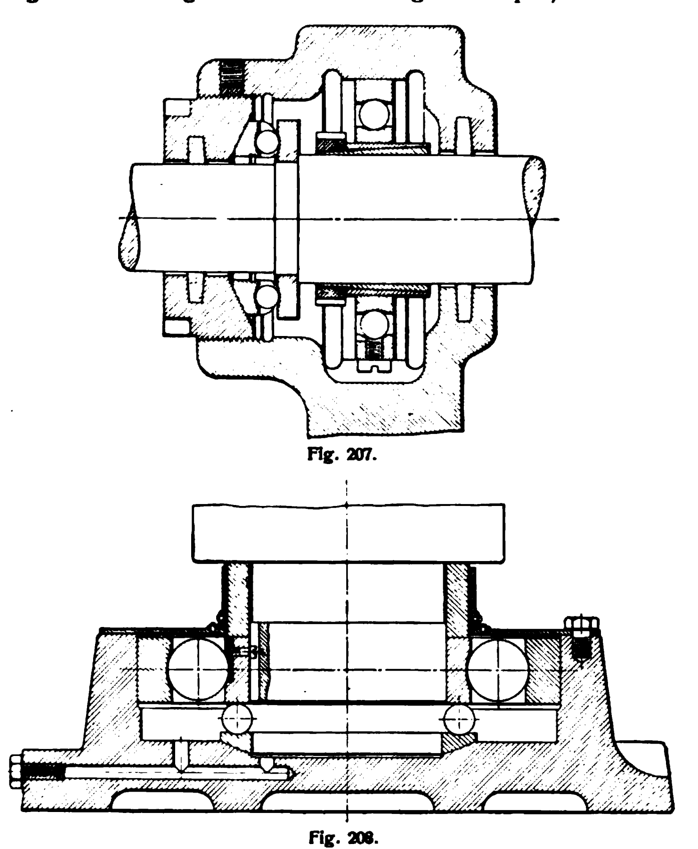


Fig. 207.

Fig. 208.

innere Laufring gegen den äußeren in achsialer Richtung etwas durchschlägt. Außerdem erhalten die zur Verwendung kommenden Stützkugellager eine Kugel weniger als das normale Laufringsystem.

## III. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung.

Hierunter gehören diejenigen Maschinenteile, welche, in einem Cylinder eingeschlossen, den Zweck haben, von Flüssigkeiten oder Gasen Kraft und Bewegungen unmittelbar aufzunehmen oder auf diese

zu übertragen — **Kolben**, solche Maschinenteile, welche Kraft und Bewegung der ersteren weiter fortpflanzen, bezw. solche, welche durch äußere Kräfte auf jene einwirken — **Kolbenstangen**, und schließlich diejenigen Maschinenteile, welche die Abdichtung der durch den Cylinder tretenden Kolbenstangen nach außen hin bewirken — **Stopfbüchsen.**

## A. Kolben.

Der in den Cylindern von Dampfmaschinen, Pumpen, Gebläsen u. s. w. hin und her gehende Kolben muß sich so dicht, als dies ohne zu große Erhöhung des Reibungswiderstandes geschehen kann, an die Cylinderwandungen anlegen. Dieser dichte Abschluß wird durch die **Liderung** bewirkt, die entweder am Cylinder oder am Kolben anzubringen ist. Im ersteren Falle wird der Kolben als **Taucher-** oder **Plungerkolben**, im zweiten als **Scheibenkolben** bezeichnet. Beide Kolbenarten können **geschlossen** oder, wenn die zu fördernde Flüssigkeit durch den Kolbenkörper treten soll — wie es bei den Hubpumpen der Fall ist —, **durchbrochen** gebildet werden.

### a) Taucherkolben.

Je nach dem Zweck und der Größe zeigen die insbesondere bei Pumpen in Anwendung kommenden Taucherkolben die mannigfachsten Ausführungsformen; sie werden gewöhnlich aus Gußeisen (kleinere Kolben wohl auch aus Schmiedeeisen) gefertigt und von etwa 100 mm an hohl gegossen. Zur Vermeidung des Rostens werden Taucherkolben angewendet, die mit einem etwa 3 mm starken Kupferrohr ohne Löhtnaht überzogen sind. Hohle Kolben werden

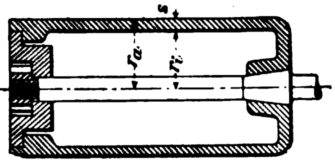


Fig. 209.

vielfach an einer oder an beiden Seiten offen hergestellt und durch besondere eingekittete oder angeschraubte Bodenstücke geschlossen (Fig. 209 und 210). Hohle Kolben von großem Durchmesser erhalten innere

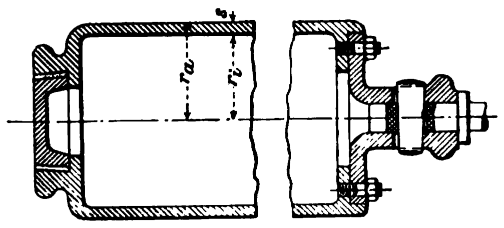


Fig. 210.

Versteifungsrippen. Dasselbe geschieht auch bei hohlen Kolben aus Bronze, wenn sie wegen des teueren Materials verhältnismäßig geringe

Wandstärke erhalten. Letztere ist nach C. v. Bach für den äußeren Überdruck $p_a$ (in kg/qcm) mittels der auf S. 55 gegebenen Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\,p_a}}$$

zu berechnen; hierin bedeutet noch

$r_a$ den äußeren Halbmesser des Kolbens in cm, } $s = r_a - r_i$, die
$r_i$ „ inneren „ „ „ „ „ } Wandstärke in cm,
$k$ die zulässige Druckspannung des Materials in kg/qcm.

Es kann für

Gußeisen, Bronze, Schmiedeeisen $k = 600$ kg/qcm,
Stahlguß $k = 900$ „

genommen werden.

Der Möglichkeit des Kernverlegens ist durch Hinzufügung eines Betrages von etwa 2 bis 5 mm — je nach dem Durchmesser — Rechnung zu tragen.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a \frac{p_a}{k}.$$

Die angegossenen Böden der Taucherkolben werden zur Erhöhung ihrer Festigkeit gewölbt; ihre Wandstärke ist dann etwas größer als $s$ zu nehmen.

Wenn möglich, werden bei wagerechter Anordnung die Taucherkolben so leicht gehalten, daß sie in der Flüssigkeit schwimmen; ein einseitiger Verschleiß der Stopfbüchse durch Reibung (infolge Eigengewichtswirkung des Kolbens) ist dann nahezu vermieden.

Greift die bei Pumpen mit Kurbelantrieb erforderliche Treibstange unter Wegfall der Kolbenstange unmittelbar an dem Kolben an, so wird dieser mit einem entweder am Ende oder, um an Baulänge zu sparen, im Inneren des dann offen gestalteten Kolbens befestigten Gelenk versehen (Fig. 211). Zweckmäßiger gestaltet sich diese Verbindung in der Fig. 212 ersichtlichen Weise mittels eines Kugelgelenkes.

Fig. 211.

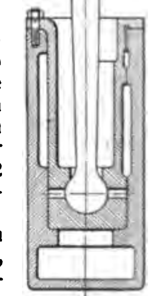


Fig. 212.

Die Abdichtung der glatt abgedrehten Taucherkolben erfolgt bei hohem Druck, reinem Wasser und bei Kolbengeschwindigkeiten $< 1$ m/sek durch Ledermanschetten, die in besonderen Preßformen hergestellt werden.

Fig. 213 zeigt die Abdichtung des Kolbens eines stehenden Preßcylinders durch zwei Ledermanschetten, von denen die obere beim Saugen, die untere beim Drücken in Wirksamkeit tritt.

Bei Wasserdruckpressen finden Ledermanschetten der in Fig. 214 dargestellten Form Anwendung. Die Abdichtung hat hier nur gegen inneren Überdruck zu erfolgen. In beiden Fällen wirken die ent-

sprechend ausgeführten Manschetten als selbsttätige (hydrostatische) Dichtungen.

Besonders für stärkere Taucherkolben haben sich statt der Lederdichtungen mit Talg sorgfältig eingefettete, rechteckig geflochtene Baumwollen-Packungen gut bewährt; sie ergeben bei Drücken von 4 atm aufwärts eine weit geringere Reibung als selbsttätige Dichtungen. Zuweilen ist es genügend. nur einen Metallring zur Führung und Dichtung anzuordnen, so z. B. wenn der Taucherkolben in zwei unmittelbar aneinander stoßenden, nur durch eine Wand getrennten Cylindern arbeitet.

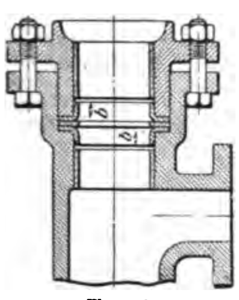


Fig. 213.

Die sog. Labyrinthdichtung, wobei der Cylinder mehrere Rinnen erhält, wird von C. v. Bach als ein verfehltes Dichtungsmittel für Taucherkolben bezeichnet.

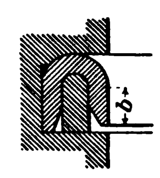



Fig. 214.

Der Reibungswiderstand (in kg), der sich der Bewegung eines mit Lederstulp gedichteten Taucherkolbens bei der Pressung $p$ entgegensetzt, beträgt nach Gollner (vergl. Technische Blätter 1884, S. 104)

$$R = R_0 + \pi D b p \mu \text{ [1]};$$

hierin bedeutet

$R_0$ die Reibung des Leerganges (für $p = o$),
$D$ den Durchmesser des Kolbens in cm,
$b$ die Höhe der reibenden Stulpfläche in cm,
$\mu$ den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Kolbenfläche und Leder.

$b$ kann 1,2 bis 2,0 cm gesetzt werden, bei einer Lederstärke $s = 4$ bis 6 mm. Für sehr kleine Kolben empfiehlt sich $b = 0{,}4$ bis 0,5 cm und $s \sim 1{,}5$ mm zu wählen. $R_0$ ist zu schätzen oder unmittelbar zu bestimmen.

Der Wert $\mu$ hängt von dem Material der Reibungsflächen, deren Glättezustand und der etwa vorhandenen Schmierung ab und ist somit genau nicht zu bestimmen. Bei glatten Oberflächen und guter Fettung des Leders kann für $p = 20$ bis 140 atm etwa $\mu = 0{,}07$ bis 0,08 gesetzt werden (Leder auf Gußeisen vorausgesetzt). Dieser Wert erhöht sich bei ungünstiger Anlage (rauher Kolben, schmutziges Wasser u. s. w.) bis auf etwa 0,20.

Für Metalldichtung ist $\mu \sim 0{,}1$ zu setzen.

Die Reibung von Liderungen, die nur durch ihre eigene Elastizität dichten, wie die Hanf- und Baumwollendichtung, hängt von dem Drucke ab, mit dem die Liderung gepreßt wird.

---

[1] Siehe hierüber: C. v. Bach, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1886, S. 155.

Auch hier fehlen genauere Angaben. Nach Morin ist der Reibungswiderstand für derartige Dichtungen

$$R = \pi D \mu'$$

zu setzen. Es kann genommen werden

für Hanf auf Messing $\mu' = 0,007$;
" " " Gußeisen $\mu' = 0,015$.

Bei hohen Drücken und bei Anwendung sehr großer Taucherkolben erscheint es angebracht, die den Kolben fassende Stange gegen die ersteren abzudichten. Dies kann durch eine unter der Kolbenstangenmutter angeordnete Ledermanschette bewirkt werden (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 479). In Fig. 215 ist die Stange

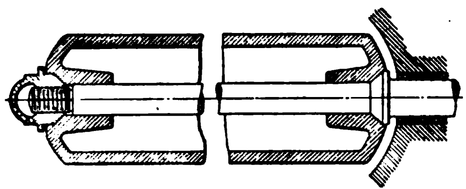


Fig. 215.

zu dem Zwecke einerseits mit einem kegelförmigen, in eine entsprechende Bohrung des Kolbenkörpers eingeschliffenen Ansatz, andererseits mit einem Gewinde versehen, über welches eine geschlossene, in den Kolbenkörper ebenfalls sauber eingeschliffene Rotgußmutter greift, deren Sicherung gegen unbeabsichtigtes Lösen durch Körnerschläge in die angegossene Scheibe derselben bewirkt wird.

## b) Scheibenkolben.

Zur Abdichtung der gleichfalls in der Regel aus Gußeisen angefertigten Scheibenkolben findet Holz, Hanf oder ein ähnlicher Stoff, Leder und Metall Verwendung. Für die Wandstärke des Kolbenkörpers ist der auf diesem lastende Druck maßgebend.

### 1. Kolben mit Holzliderung.

Derartige Kolben kommen bei nassen Luftpumpen von Kondensationsmaschinen zur Verwendung, und zwar in Form von einzelnen Scheiben oder aber von einzelnen zu einem Ringe vereinigten Stücken aus Eichen-, Pappel- oder Ahornholz, die durch Kautschukringe oder Stahlfedern gegen die Cylinderwandung gedrückt werden.

### 2. Kolben mit Hanfliderung.

Hanf oder ähnliche Stoffe eignen sich für kaltes und warmes Wasser als Dichtungsmaterial; gewöhnlich wird nur für letzteres Hanf angewendet, da für kaltes Wasser die Lederdichtung ihrer Einfachheit wegen vorzuziehen ist. Zur Hanfdichtung ist ein gedrehtes Hanfseil zu verwenden, das durch einen besonderen Deckel nachgepreßt werden kann.

Für die mittlere Liderungshöhe $h$ und die Liderungsdicke $s$ genügen nach C. v. Bach die Werte

$$h = 4\sqrt{D},$$

$$s = \sqrt{D},$$

wenn $D$ den Cylinderdurchmesser bezeichnet (Maße in mm).

Fig. 216 stellt den durchbrochenen Scheibenkolben (sog. Ventilkolben) einer einfachwirkenden, stehend angeordneten Kondensatorpumpe mit Gummiklappenventil und mittels Deckels nachziehbarer Hanfliderung dar.

Leinwand und Filz wird zuweilen als Streifen um den Kolbenkörper gewickelt, erstere auch in einzelnen, aus geteertem Segeltuch ausgeschnittenen Ringen um denselben gelegt und durch einen ringförmigen Deckel mittels Schrauben oder Keil zusammengepreßt. Harte Kautschukringe haben sich für sandiges Wasser gut bewährt.

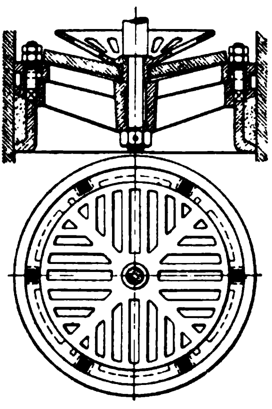


Fig. 216.

3. Kolben mit Lederliderung.

Lederdichtungen aus geraden oder gebogenen Stulpen oder aus 3 bis 5 mm dicken Lederringen bestehend, eignen sich insbesondere für Pumpen, die reines Wasser fördern, dessen Temperatur etwa 30° C nicht überschreitet.

Bei der erstgenannten Art (Fig. 217) wird der aus einem einzigen Stück Leder mit nicht auftragender Naht angefertigte Stulp durch einen Ring von Schmiedeeisen oder Kupfer gegen den Kolbenkörper mittels Keilung gepreßt. Die Höhe der Liderung kann, je nach dem Durchmesser, 8 bis 15 mm, die Stärke des Leders 3 bis 5 mm betragen. Abdichtung erfolgt nur bei einer Bewegung im Sinne des Fig. 217 ersichtlichen Pfeiles.

Eine Liderung mit zwei gebogenen Stulpen zeigt Fig. 218.

Die Höhe $h$ der Abdichtungsfläche beträgt für jeden Stulp, je nach dem Durchmesser, 12 bis 20 mm, die Lederstärke 3 bis 6 mm.

Selten werden mehrere zusammengepreßte, 10 bis 30 mm breite Lederringe verwendet, die sich mit der

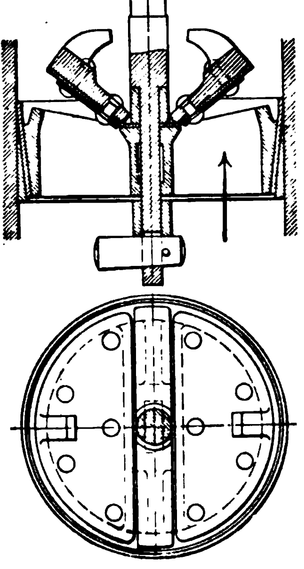


Fig. 217.

Schnittfläche gegen die Cylinderwandung legen. Solche Scheiben werden bei dem in Fig. 218 dargestellten Kolben in ein- oder mehrfacher Lage auch statt der eisernen Zwischenplatte angewendet. Es ist zweckmäßig, derartige Dichtungsringe schwach konisch zu formen, um ein besseres Anpressen derselben an die Cylinderwandung zu erhalten.

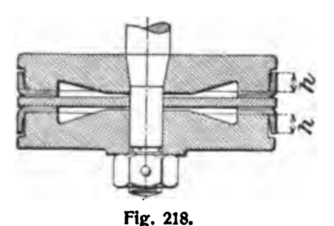



Fig. 218.

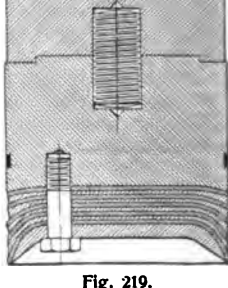


Fig. 219.

Für Pressungen bis 5600 atm hat sich die in Fig. 219 dargestellte Dichtung bewährt. Sie besteht aus Lagen von gutem, an den Rändern zugeschärftem Leder, die mit harten Metallscheiben abwechseln, deren Ränder ebenfalls scharf zugeschnitten sind. Diese verschiedenen Lagen werden durch ein Bodenstück und drei Schrauben zusammengehalten.

### 4. Kolben mit Metallliderung.

Hier sind eingeschliffene Kolben aus Bronze, in ebensolchen Cylindern laufend, für Pumpen, besonders Feuerspritzen, Kondensatorpumpen u. dergl. und Kolben mit Liderungsringen zu unterscheiden.

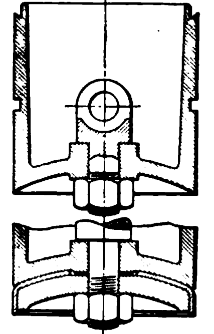


Fig. 220.

#### α) Eingeschliffene Kolben.

Fig. 220 zeigt einen eingeschliffenen Kolben, wie er bei einfachwirkenden Pumpen von Handfeuerspritzen Anwendung findet. Die in der Mitte desselben befindliche Rinne dient zur Aufnahme von Schmiere oder Schmutz. Die Stirnbegrenzungsflächen sollen unter einem spitzen Winkel an die Cylinderwandung anschließen und damit verhüten, daß an diesem befindlicher Schmutz u. s. w. zwischen die dichtenden Flächen gelangt. Wenn der Kolben nach einigen Jahren undicht wird, kann nachträglich, wie Fig. 220 erkennen läßt, ein Lederstulp eingesetzt werden.

#### β) Kolben mit Liderungsringen.

Derartige Kolben werden aus Gußeisen, zur Verringerung ihres Eigengewichtes auch aus geschmiedetem Material oder aus zähem Stahlguß hergestellt. Die meist aus Gußeisen gefertigten Ringe müssen behufs Abdichtung sich mit einer gewissen Pressung an die Cylinder-

wandung legen und ferner mit ihren Stirnflächen gut an die entsprechenden Kolbenflächen anschließen. Zu dem Zwecke sind sie in radialer und für sorgfältige Ausführungen auch in achsialer Richtung beweglich anzuordnen. Damit sich die Ringe durch ihre eigene Elastizität an die Cylinderwandung anlegen (Selbstspanner), werden sie zunächst auf einen äußeren Durchmesser abgedreht, der den Cylinderdurchmesser $D$ um die Größe $\frac{a}{\pi} + y$ überschreitet. $y$ ist hierbei eine Zugabe (etwa 3 bis 8 mm, je nach der Größe des Cylinderdurchmessers), die erforderlich wird, um ein nochmaliges Abdrehen des Ringes vornehmen zu können; $a$ kann etwa 0,1 $D$ genommen werden. Hierauf werden die Ringe gespalten und, nachdem in der Fig. 221 angedeuteten Weise zwei Ringstücke von der Länge $a$ herausgeschnitten sind, mittels eines Spannringes zusammengezogen, schließlich nochmals und zwar auf den Cylinderdurchmesser abgedreht. Die Deckung des Spaltes geschieht durch Überblattung oder, wenn der Ring, wie es zuweilen vorkommt, schräg aufgeschnitten wird (s. Fig. 222), durch eine besondere Verschlußplatte (Zunge). Die Spalten mehrerer Ringe werden gegeneinander versetzt. Je nachdem die Ringe über die Stirnflächen des Kolbens in die Nuten desselben gebracht oder aber nach Abnahme eines besonderen Deckels auf den Kolben aufgeschoben werden, erhalten sie nach C. v. Bach eine Wandstärke

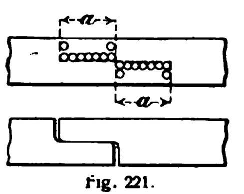
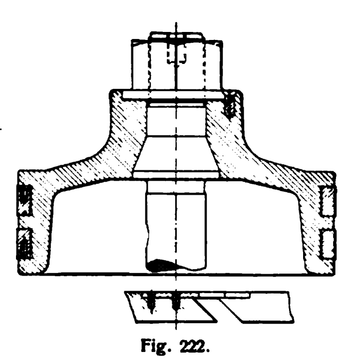


Fig. 221.

$$s \gtreqless \frac{D}{30} \text{ bis } \frac{D}{25} \text{ bezw. } s = \frac{D}{20},$$

die in beiden Fällen an den freien Enden bis auf 0,7 $s$ abnimmt.

Die Höhe der schwächeren Ringe kann $h = 2\,s$, diejenige der stärkeren $h = s$ bis 1,5 $s$ (die kleineren Werte für stehende, die größeren für liegende Maschinen) betragen.


Fig. 222.

Einen offenen, aus Stahlguß hergestellten Kolben (sog. schwedischen Kolben) zeigt Fig. 222. Die Verschlußplatten der in zwei Nuten des Kolbenkörpers liegenden, je an einer Stelle getrennten gußeisernen Ringe sind aus Messing gefertigt und, wie Fig. 222 erkennen läßt, nur an dem einen Ende jedes Ringes befestigt.

Fig. 223 stellt einen geschlossenen Kolben der Société anonyme Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich mit drei federnden Ringen samt der zugehörigen, nach hinten verlängerten Stange dar. Letztere ist in den Kolben eingeschraubt und mit zwei Bohrungen für den Eintritt des Frischdampfes bezw. den Austritt des Kondenswassers versehen. Durch die hierdurch bewirkte Kolbenheizung sollen die Innenkondensationen des Dampfes im Cylinder herabgemindert werden.

Bei dem in Fig. 224 dargestellten geteilten Kolben werden die beiden gußeisernen Dichtungsringe durch einen hintergelegten gemein-

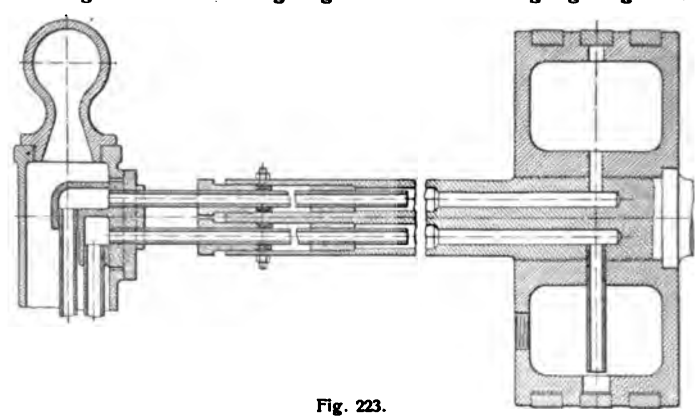


Fig. 223.

samen stählernen Federring nach außen gepreßt. Die zur Befestigung des Deckels dienenden Schrauben mit Bronzemuttern sind gegen selbsttätiges Lösen durch einen über ihre vierkantigen Köpfe gelegten Ring gesichert, der selbst wieder mittels kleiner Schrauben in einer Ringnut des Deckels gehalten wird.

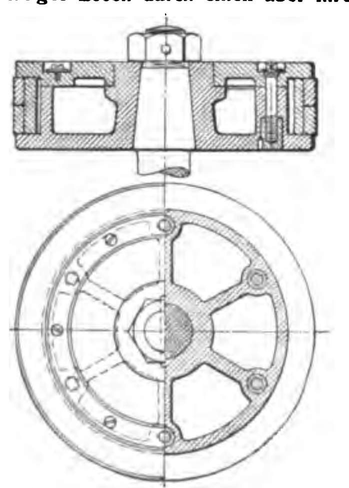


Fig. 224.

Bei geteilten Kolben von 150 bis etwa 400 mm Durchmesser wird vielfach die Befestigungsschraube für die Kolbenstange auch gleichzeitig zur Verbindung der beiden ungefähr gleichgestalteten Kolbenhälften benutzt.

Fig. 225 zeigt einen derartigen Kolben ohne Deckelschrauben mit zwei Dichtungsringen und hintergelegtem Spannring

Häufig werden in neuerer Zeit die Dichtungsringe durch entsprechend geformte Federn nicht nur an die Cylinderwandung, sondern auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Kolbenflächen gedrückt.

Fig. 226 stellt einen solchen Kolben der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. im gespannten und ungespannten Zustande dar. Die Spannung der Doppelkegelfeder und der Dichtungsringe erfolgt durch Anziehen der Deckelschrauben.

Nach dem Patent von J. Cooper und Th. Pattinson (D.R.P. Nr. 59326) werden die mit kegelförmigen Flanschen versehenen beiden Dichtungsringe durch eine eingelegte, entsprechend geformte Schraubenfeder in radialer und achsialer Richtung nach außen gedrückt.

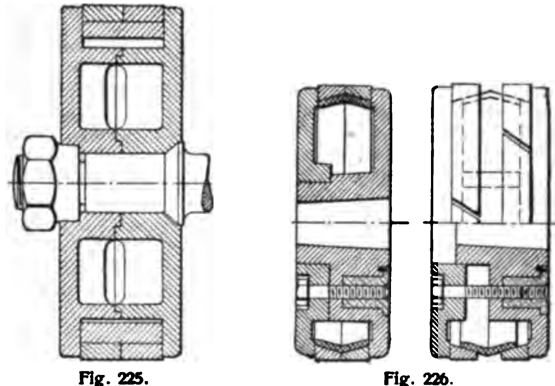


Fig. 225. Fig. 226.

Bei der Kolbendichtung von W. Buckley (Fig. 227) wirkt ein Spannring von ovalem Querschnitte gegen einen größeren, mit kegelförmigem Flansch versehenen Dichtungsring, sowie gegen einen schmalen Deckelring in der gleichen Weise.

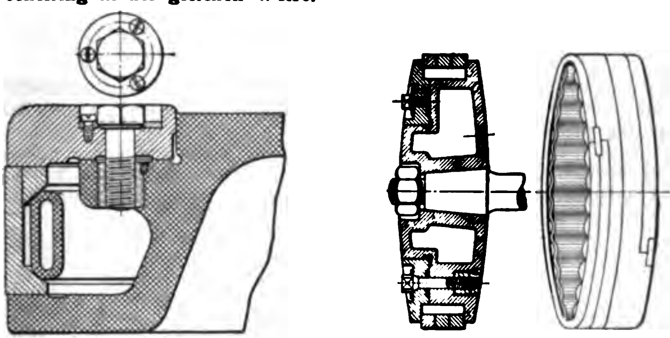


Fig. 227. Fig. 228.

Beachtung verdient auch die Kolbendichtung von A. Zirn (D.R.P. Nr. 20033). Bei dieser werden die nach innen abgeschrägten Lappen der Dichtungsringe durch Keilstücke mittels wellenförmiger Feder sowohl gegen die Cylinderwandung, als auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Flächen des Kolbens gedrückt.

Einen geschlossenen Kolben mit Spiralliderungsringen und gewelltem Centrierringe der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg zeigt Fig. 228. Der

gleichmäßig starke Liderungsring wird auf der Drehbank aus einem im Durchmesser 4 bis 5 Procent größeren Hohlcylinder durch schraubenförmiges Aufschneiden und entsprechendes Ausschneiden an den Enden des Schraubenganges hergestellt, sodann in achsialer und radialer Richtung zusammengedrückt, auf den Cylinderdurchmesser in gleicher Dicke und mit parallelen Stirnflächen abgedreht. Zur Abdichtung der Stöße dienen innere Überplattungen mit einem Kupferblech. Der zwischen Spirale und Kolbenkörper gelegte Centrierring verhütet das Zusammendrücken der ersteren beim Übertritt in die Cylindererweiterung, sowie das Ausschleißen der Stopfbüchsen und Grundringe.

Eine Entlastung der Stopfbüchsen und Grundringe wird durch unmittelbar von der Cylinderwandung getragene Kolben erzielt. Hierbei ist darauf zu achten, daß die Pressung in der Berührungsfläche

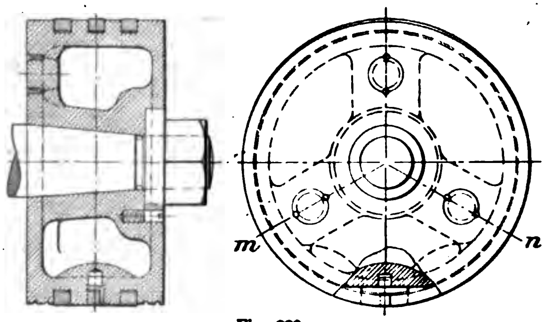



Fig. 229.

zwischen Kolben und Cylinderwandung — herrührend von dem Gewichte des ersteren und des betreffenden Teiles der Kolbenstange — möglichst gering ausfällt.

C. v Bach empfiehlt, diese Pressung nicht größer zu nehmen, als man in der Berührungsfläche zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn (Tragfläche) für zulässig erachtet (s. d.), d. h. es sei der Flächendruck

$$k = \frac{G_k + {}^5/_8\, G_s}{\text{Tragfläche im Cylinder}} < 3 \text{ kg/qcm},$$

worin $G_k$ das Gewicht des Kolbens,
$G_s$ dasjenige der Kolbenstange

bedeuten.

Fig. 229 zeigt einen tragenden Kolben von 750 mm Durchmesser nach Ausführung der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft A.-G. in Dresden. Derselbe wird zunächst auf den Cylinderdurchmesser abgedreht, darauf in der Richtung von unten nach oben um 0,5 mm aus dem Mittel verschoben und nochmals so abgedreht, daß oben 1 mm Span genommen wird, während der Kolben unten von $m$ bis $n$ unberührt bleibt. Der Kolben liegt dann von $m$ bis $n$ vollkommen im Cylinder auf. Damit die Dichtungsringe ihre Lage beibehalten, ist der senkrechte Schenkel des über den schrägen Schlitz eines jeden Ringes gelegten winkelförmigen Schlosses in dem

letzteren etwas eingelassen und mit einem kleinen Zapfen versehen, der in eine Bohrung des an dieser Stelle verstärkten Kolbenkörpers eingreift. Die Lage der Schlösser im unteren Teile des Kolbens ist aus der Abbildung zu entnehmen.

Einen ähnlichen mit 4 Dichtungsringen versehenen Kolben von 770 mm Durchmesser der **Aschersleben er Maschinenbau-A.-G.** in Aschersleben zeigt Fig. 230.

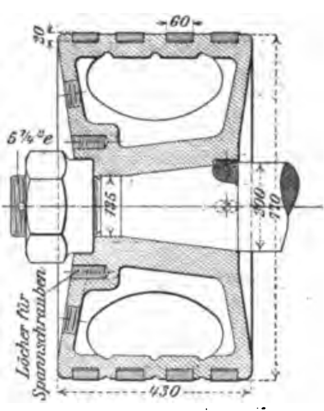



Fig. 230.

## B. Kolbenstangen.

Die Befestigung der gewöhnlich aus Flußstahl angefertigten Kolbenstange mit dem Kolbenkörper erfolgt am häufigsten mittels kegelförmiger Flächen der ersteren, die auf entsprechende Flächen des letzteren aufgeschliffen und durch eine Mutter (zuweilen auch durch einen Keil) gegen diese angepreßt werden. Die Muttern sind gegen selbsttätiges Lösen zu sichern.

Bei Dampfhämmern ist mit Rücksicht auf die hier auftretenden starken Erschütterungen eine besonders zweckmäßige Muttersicherung erforderlich. Hierzu dient in der Fig. 231 dargestellten Verbindung ein warm aufgezogener Schrumpfring $r$, der die aufgeschnittene Mutter $m$ auf die Kolbenstange zwängt; außerdem ist noch ein mittels Splintes gesicherter Keil vorhanden. Der Kolben ist auf den kegelförmigen Teil der Stange warm aufgezogen. Häufig finden sich bei Dampfhämmern Kolben und Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet.

Fig. 231.

Die Kolbenstangen werden in der Regel auf **Knickung** beansprucht. Hierfür gilt (vergl. S. 45)

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{JE}{l^2},$$

worin

$P$ die in der Längsachse der Kolbenstange wirkende Kraft in kg,
$J$ das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in $cm^4$,
$l$ die Stangenlänge (gemessen von der Mittelebene des Kolbens bis zur Achse des Kreuzkopfzapfens) in cm,
$E$ den Elastizitätsmodul des Materials in kg/qcm,
$\mathfrak{S}$ den Sicherheitsgrad gegen Knicken

bedeuten.

Bezeichnet $d$ den Durchmesser der vollen Stange (in cm), $d_1$ den inneren, $d_2$ den äußeren Durchmesser der hohlen Stange, so wird

$$P \sim \frac{E}{2\mathfrak{S}}\frac{d^4}{l^2} \text{ bezw. } P \sim \frac{E}{2\mathfrak{S}}\frac{d_2^4 - d_1^4}{l^2}.$$

Für **stehende** Maschinen darf gesetzt werden

$\mathfrak{S} = 8$ bis 11, wenn die Belastung zwischen $P$ und Null schwankt,
$\mathfrak{S} = 15$ „ 22, „ „ „ „ $+P$ „ $-P$ „ .

Kolbenstangen, die beim Wechsel der Kraftrichtung erhebliche Stoßwirkungen aufzunehmen haben, sind unter Einführung eines entsprechend höheren Wertes für $\mathfrak{S}$ zu berechnen.

Bei **liegenden** Maschinen tritt eine Biegungsbeanspruchung durch das Eigengewicht des Kolbens und der Stange hinzu. Für kleine und mittlere Maschinen mit leichten Kolben ist durch die vorstehenden Formeln mit $\mathfrak{S} = 11$ bezw. 22 dieser Einfluß genügend berücksichtigt.

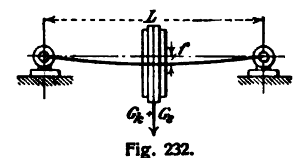


Fig. 232.

Bei großen Maschinen und solchen mit schweren Kolben muß die beiderseits durchgehende Kolbenstange (Fig. 232) als Träger auf Biegung berechnet werden.

Bezeichnet

$L$ die Länge der Stange zwischen der Achse des Kreuzkopfes und der des Tragschuhes (Schlitten) in cm,
$G_k$ das in der Mitte der Stange wirkende Kolbengewicht in kg,
$G_s$ das Stangengewicht in kg,
$J$ das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in $cm^4$,

so ist die Durchbiegung in der Mitte der Stange (in cm)

$$f = \frac{L^3}{48}\frac{G_k + {}^5/_8\, G_s}{EJ};$$

dieselbe darf die noch zulässig erachtete Größe 1,0 bis 1,5 mm nicht überschreiten.

Der Durchmesser des Kolbenkörpers ist dann um etwa das Drei- bis Vierfache der zugelassenen Durchbiegung kleiner zu wählen als der Cylinderdurchmesser.

Kolben aus Stahlguß und hohle Kolbenstangen tragen durch ihr geringes Eigengewicht und das reichliche $J$ zur Verminderung von $f$ bei.

Soll die Durchbiegung der Kolbenstange verhindert werden, so sind tragende Kolben anzuordnen (vergl. S. 258). Bei diesen erzeugt die an Kolben und Stange excentrisch angreifende Reibung erhebliche Formänderungen der Stange und Klemmung des Kolbens, weshalb auch hier reichlicher Stangenquerschnitt zu empfehlen ist.

## C. Stopfbüchsen.

Die Stopfbüchsen gewöhnlicher Bauart (Fig. 233) bestehen aus dem Gehäuse mit auswechselbarem, meist aus Bronze gefertigtem Grundringe $g$, dem Packungsmaterial und der mittels Schrauben stellbaren Brille $b$. Als Packungsmaterial finden vorzugsweise Hanf, außerdem

Baumwollenschnur, mit Talg durchtränkt oder mit Talk (Federweiß) schlüpfrig gemacht, ferner Leder, Asbest und Metallringe Verwendung. In neuerer Zeit sind packungslose Stopfbüchsen aufgetaucht, die sich vorzüglich bewährt haben.

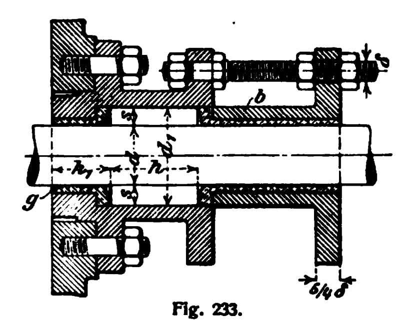


Fig. 233.

Unter Bezugnahme auf Fig. 233 kann etwa gewählt werden

$$s = 0{,}65\sqrt{d} \text{ bis } 0{,}8\sqrt{d};$$
$$d_1 = d + 2s;\ h \sim d_1;$$
$$h_1 \sim d \text{ bezw. } h_1 \sim 0{,}5\,d$$
(Maße in cm),

je nachdem es sich um die Abdichtung wagerechter oder senkrechter Stangen handelt. Im ersteren Falle dient der Grundring zumeist auch als Führungsbüchse. Gegenüber Wasser kann $h$ etwas kleiner, gegenüber gasförmigen Flüssigkeiten (Dampf, Luft u. s. w.) etwas größer genommen werden. Je höher die Packung, um so dauerhafter ist sie im Betriebe, und um so geringer ist die Reibungsarbeit.

Bezeichnet

$i$ die Anzahl
$\delta$ den äußeren Durchmesser (in cm) } der Stopfbüchsenschrauben,
$p$ den Flüssigkeitsüberdruck in kg/qcm, so folgt $i$ aus

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)\,3\,p = 120\,\delta^2 i \text{ bis } 135\,\delta^2 i;$$

hierin ist nach C. v. Bach $p$ mindestens $= 3$ zu setzen und ferner $\delta \geq 1{,}3$ cm (1/2″ engl.) anzunehmen.

Für die Stopfbüchsen von Druckwassermaschinen ist statt $3\,p$ der Wert $1{,}25\,p$ und statt des Koeffizienten 120 bis 135 der Wert 216 bis 270 in die obige Gleichung einzusetzen.

In der Regel werden drei, bei kleinem Stangendurchmesser (z. B. bei den Stopfbüchsen der Schieberstangen von Dampfmaschinen) auch nur zwei Schrauben angewendet; im ersteren Falle wird der Brillenflansch — Stärke desselben bei Gußeisen etwa $^5/_4\,\delta$ — kreisförmig, im letzteren elliptisch gestaltet.

Da, wo die Größe der auszuübenden Kraft es erfordert — bei Stopfbüchsen größerer Pumpen mit Taucherkolben und für bedeutende Förderhöhen, bei Stopfbüchsen von Akkumulatoren u. s. w. —, sind unter Umständen mehr als drei Schrauben anzubringen.

Ein gleichmäßiges Anziehen der Stopfbüchsenbrille wird am besten mit einer einzigen Mutter, zuweilen auch mittels einer einzigen Schraube erreicht.

Fig. 234 und 235 zeigen mittels Überwurfmutter nachziehbare Stopfbüchsen mit Hanfpackung, wie sie zur Abdichtung von Ventilspindeln, Schieberstangen u. s. w. Verwendung finden; in Fig. 236 ist eine mittels Überfallmutter nachziehbare Stopfbüchse mit Lederdichtung dargestellt.

Bei größerem Durchmesser der abzudichtenden Stangen pflegt man, um das gleichmäßige Anziehen zu sichern, die Muttern der Stopf

büchsenschrauben in der Fig. 237 ersichtlichen Weise durch ein Rädergetriebe miteinander zu verbinden. Zuweilen erhalten die Muttern Zahnkränze (Fig. 238), in die auf gemeinsamer Spindel sitzende Schnecken eingreifen. Bei einer derartigen Anziehvorrichtung sind zwei Stopfbüchsenschrauben vollkommen genügend.

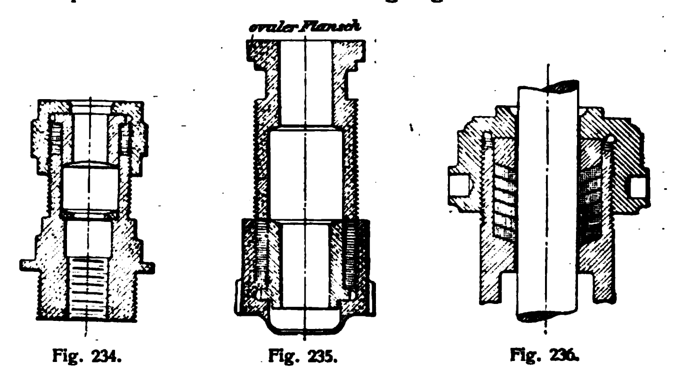



Fig. 234. Fig. 235. Fig. 236.

Die Zuführung von Schmiermaterial nach der Stopfbüchse erfolgt vorteilhaft in der Weise, daß man, wie z. B. in Fig. 239. den Packungsraum durch eine eingelegte Büchse mit ringförmigen Aussparungen, die

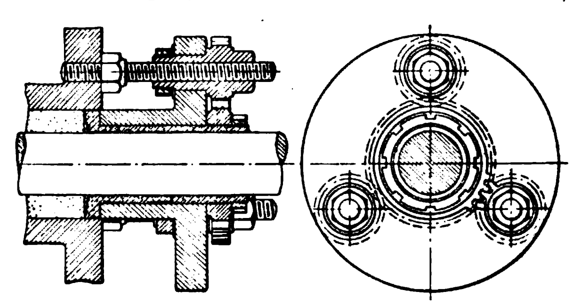


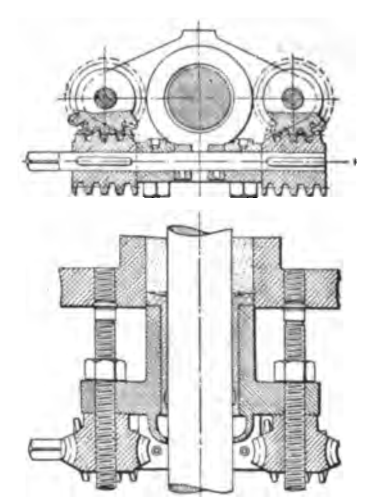
Fig. 237.

durch Schmierlöcher miteinander in Verbindung stehen, in zwei Abteilungen trennt. Derartige Stopfbüchsen sind, da die mit Öl (zuweilen auch mit Wasser) angefüllte Büchse den Durchtritt von Luft in den Cylinder hindert, auch an Luftpumpen und Kondensatoren in Gebrauch.

Bei Dampfmaschinen, die mit hohem Druck oder überhitztem Dampf arbeiten, werden Stopfbüchsen mit Metallpackung verwendet, die eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung erfordern.

Eine solche Büchse mit Gminderscher Metallpackung (D.R.P. Nr. 51831) zeigt Fig. 240. Dieselbe besteht aus einer Anzahl zweiteiliger Ringe aus Weißmetall mit kegelförmigen Stirnflächen, die durch

Anziehen der Stopfbüchsenmuttern gegen die Stange bezw. gegen die Wand des Packungsraumes gedrückt werden. Behufs sicherer Abdichtung sind die cylindrischen Innen- und Außenflächen der Ringe mit Nuten versehen. In der Regel werden vier Ringlagen — je aus vier halben Ringen bestehend — in die Büchse so eingelegt, daß ihre Stoßstellen gegenseitig versetzt liegen. Zwischen Brille und Metallpackung wird ein Ring von gewöhnlicher Schnur oder Kabelpackung gelegt.


Fig. 238.

Die von Howaldt in Kiel angegebene Metallpackung (Fig. 241) besteht ebenfalls aus Metallringen mit kegelförmigen Stirnflächen, die, je durch einen Schnitt in zwei Teile zerlegt, in der aus der Abbildung ersichtlichen Weise in die Büchse eingelegt sind. Zum Herausnehmen und Einsetzen der einzelnen Ringhälften sind Löcher mit Gewinde vorgesehen. Damit die Metallpackungen etwaigen Durchbiegungen oder seitlichen Abweichungen der Kolbenstange zu folgen vermögen, sind sie in gewissem Grade beweglich anzuordnen.

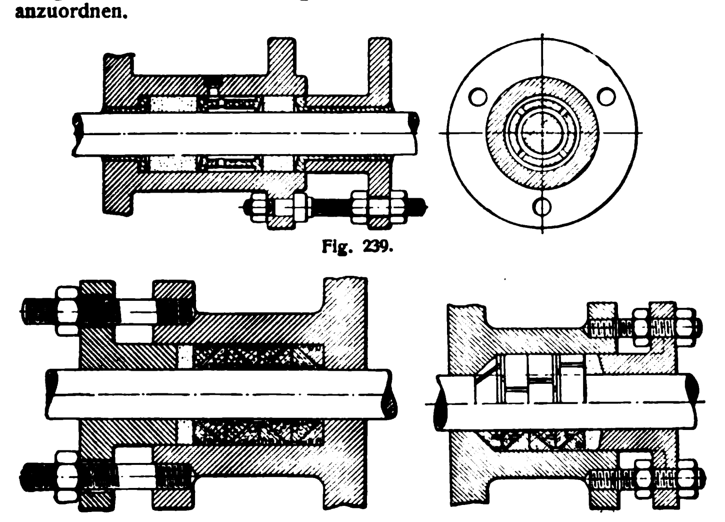

Fig. 239.

Fig. 240. Fig. 241.

Die mit einer solchen nachgiebigen Packung ausgerüstete Stopfbüchse der United States Metallic Packing Co. zeigt Fig. 242. Der gewöhnliche Packungsraum dient zur Aufnahme einer kräftigen Feder *f*, die bestimmt ist, mittels der Büchse *b* die aus Weißmetall bestehenden Dichtungsringe *c* fest zusammenzudrücken und dadurch den dichten Schluß an der Stange zu bewirken. Gleichzeitig wird auch durch den Druck dieser Feder der Kugelring *g* gegen die Brille *k* abgedichtet. Die Schmiervorrichtung wird ringförmig um die obere Stopfbüchsenschraube herumgeführt. Die Brille *k* ist am Stopfbüchsenflansch durch zwei Kupferringe abgedichtet. Eine Nachstellung dieser beweglichen Stopfbüchse ist zufolge der Federwirkung nicht erforderlich. Die im Dampfraume liegende Feder wird jedoch an Spannkraft sehr bald verlieren und häufig ausgewechselt werden müssen.

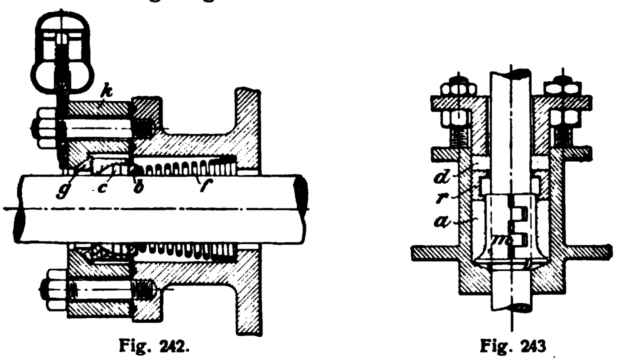



Fig. 242. Fig. 243

Zweckmäßiger erscheint die in Fig. 243 dargestellte bewegliche Stopfbüchse mit Metallpackung von Schelling; sie findet bei der Kaiserl. Marine Verwendung. Eine dreiteilige Metallbüchse *m* aus Weichkupfer wird in den Packungsraum eingelegt, der verbleibende Zwischenraum *a* zur Erzielung seitlicher Beweglichkeit mit Hanfpackung ausgefüllt und das Ganze durch einen zweiteiligen Druckring *r* niedergehalten. Eine über diesen letzteren gelegte Flechte *d* aus gewöhnlichem Packungsmaterial hindert das Eindringen von Staub und Schmutz in die Büchse.

Die von H. Lentz neuerdings erfundene Vorrichtung zum Abdichten von Kolbenstangen u. s. w. ist nach eigenartigen, von den bisherigen Ausführungen vollständig abweichenden Grundsätzen gebaut. Sie besteht, wie Fig. 244 erkennen läßt, aus den Ringen $a_1$ bis $a_4$, die so weit ausgebohrt sind, daß zwischen ihnen und der Kolbenstange *k* ein Spielraum besteht. Die Ringe bilden die Expansionskammern I bis III. Diese Kammern werden durch Ringe *b* bis $b_8$ abgeschlossen, die zwischen die Ringe *a* leicht, sogar mit einem geringen Spiel eingepaßt sind, so daß sie sich mit der Stange k, welche ohne Spielraum in ihnen beweglich ist, seitlich verschieben lassen. An der dem Cylinder zugekehrten Seite sind die Ringe *b* mit Nuten *q* versehen, und an die letzte Kammer schließt sich ein Röhrchen *r* an, welches mit der Maschine oder mit dem Kondensator in Verbindung steht.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende: Während der Füllungs- und Expansionsperiode des Dampfes im Cylinder wird sich durch die feinen Fugen zwischen den einzelnen Ringen *a* und *b*, sowie zwischen der Stange *k* und den Ringen *b* ein Teil des Dampfes hindurchdrücken. Dadurch entsteht in den Dichtungskammern ebenfalls ein Überdruck, der jedoch wegen der großen Drosselung des Dampfes ein geringerer ist als im Cylinder. Da auch der Dampf zum Durchdringen eine gewisse Zeit braucht, so wird der einem bestimmten Druck im Cylinder entsprechende Druck z. B. in der Kammer I nicht gleichzeitig, sondern erst etwas später auftreten, ebenso der in II gegenüber I u. s. w. Infolgedessen kann es vorkommen, daß in der folgenden Expansionskammer zeitweilig ein größerer Druck herrscht als in der vorhergehenden. Darauf beruht die Wirkung der Lentzschen Kolbenstangendichtung. Ist der Druck in der nachfolgenden Kammer größer als in der vorhergehenden, so wird der betreffende Ring *b* von seiner äußeren Dichtungsstelle abgehoben und gegen die innere angepreßt, wodurch plötzlich ein verhältnismäßig großer Durchgangsquerschnitt frei wird. Dieser, sowie die an der Cylinderseite der Ringe *b* liegenden Nuten *q* setzen dem Durchströmen des höher gespannten Dampfes aus der folgenden Kammer nur einen geringen Widerstand entgegen, so daß unter Zurückströmen des in den folgenden Räumen befindlichen Dampfes ein schneller Druckausgleich erfolgt.

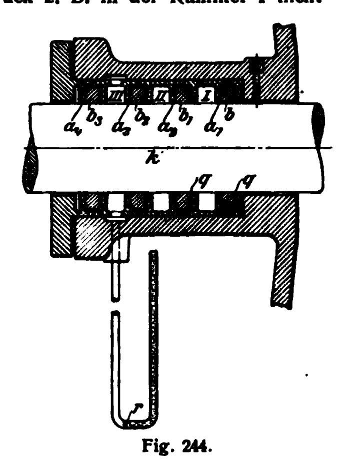


Fig. 244.

Es ist ohne weiteres einzusehen, daß durch dieses wiederholt und selbsttätig vor sich gehende Lüften der Ringe und das Zurücktreten des Dampfes die Undichtigkeitsverluste sehr verringert werden müssen.

Die geringe Flüssigkeitsmenge, die etwa bis in die äußerste Kammer durchgedrungen ist, wird, zugleich mit dem Schmieröl, durch das schon erwähnte Rohr *r* entfernt. Die Vorrichtung erfordert im übrigen bedeutend weniger Schmierung als die bisherigen Stopfbüchsen; sie ist ferner gegen Staub und etwa eingedrungene Unreinigkeiten vollständig unempfindlich. Die sonst nötige Erneuerung von Packungsmaterial fällt bei ihr vollständig fort.

# IV. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen in eine drehende Bewegung und umgekehrt.

Die Wirkungen der hierher gehörigen Maschinenteile sind von der Größe und Arbeitsgeschwindigkeit ihrer Massen abhängig; um sie beurteilen zu können, sollen zunächst die Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse dieser Teile besprochen werden.

# A. Kurbeltrieb.

## a) Bewegungsverhältnisse.

Für den beliebigen Kurbelwinkel $\omega_1$ (Fig. 245), einer Kurbel vom Halbmesser $o\,b = r$ findet man den Kolbenweg $x_1$, von der Totlage

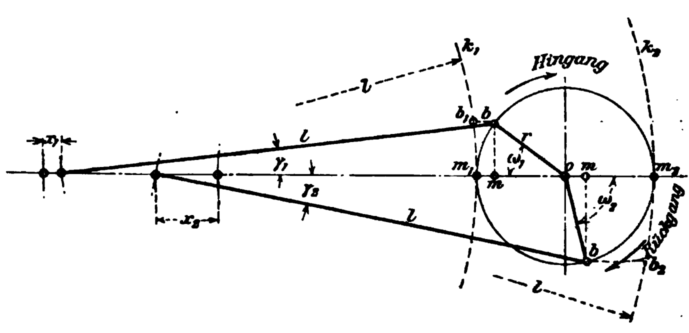



Fig. 245.

aus gemessen, für den Vorwärtsgang oder Hingang des Kolbens, d. h. für dessen Bewegung nach der Kurbelwelle hin, aus

$$r \cos \omega_1 + l \cos \gamma_1 + x_1 = r + l$$

zu

$$x_1 = r(1 - \cos \omega_1) + l(1 - \cos \gamma_1).$$

Hierin bedeutet noch $l$ die Länge der Schubstange und $\gamma_1$ den zugehörigen Ausschlagwinkel.

Für den Rückgang des Kolbens ist

$$r \cos \omega_2 + l - r + x_2 = l \cos \gamma_2,$$

demnach

$$x_2 = r(1 - \cos \omega_2) - l(1 - \cos \gamma_2).$$

Allgemein ist

$$x = r(1 - \cos \omega) \pm l(1 - \cos \gamma) = r(1 - \cos \omega) \pm l\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega\right)^2}\right],$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Da in der Ausführung $l$ stets erheblich größer als $r$ gewählt wird $\left(\text{bei normalen liegenden Dampfmaschinen z. B. } \frac{r}{l} \sim \frac{1}{5}\right)$, so kann angenähert

$$x = r(1 - \cos \omega) \pm \frac{r^2}{2\,l} \sin^2 \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{36}$$

gesetzt werden.

Für $\omega = 90^0$ ist $x = r \pm \frac{r^2}{2\,l} = r\left(1 \pm \frac{r}{2\,l}\right)$.

Für $\omega = 180^0$ ist $x = 2\,r$.

Gl. 36 läßt erkennen, daß der für den gleichen Drehungswinkel zurückgelegte Weg beim Hingange des Kolbens größer ist als beim Rückgange desselben. Der Unterschied beider Wege ist durch das sog. Fehlerglied $\frac{r^2}{2l}\sin^2\omega$ gegeben. (Bei $\frac{r}{l}=\frac{1}{5}$ und $\omega = 90^0$ ist $x = 1{,}1\,r$ bezw. $0{,}9\,r$).

Für $l=\infty$ wird $x = r(1-\cos\omega)$, d. h. beide Wege stimmen in diesem Falle überein.

Die zeichnerische Darstellung des Kolbenweges erfolgt, wenn man in Fig. 245 zwei Kreisbogen $k_1$ und $k_2$ vom Halbmesser $l$ tangierend an den Kurbelkreis in den Totpunkten $m_1$ und $m_2$ legt; dann ist z. B. die wagerechte Strecke $b\,b_1$ der zum Kurbelwinkel $\omega_1$ gehörige Kolbenweg $x_1$ und in gleicher Weise für den Rückgang die wagerechte Strecke $b\,h_2$ der zum Kurbelwinkel $\omega_2$ gehörige Kolbenweg $x_2$. Für $l=\infty$ gehen die Kreisbogen $k_1$ und $k_2$ in lotrechte Gerade über.

Für die Kolbengeschwindigkeit $c$ kann angenähert gesetzt werden

$$c = v\sin\omega\,(1 \pm \frac{r}{l}\cos\omega),$$

worin $v$ die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bedeutet.

Für $\omega = 0$ und $\omega = 180^0$ wird $c = o$;
für $\omega = 90$ wird $c = v$.

Unter der Annahme einer unendlich langen Schubstange ($l=\infty$) wird $c = v\sin\omega$ und für $\omega = 90^0$

$$c_{max} = v.$$

Bezeichnet $2\,r = s$ den Kolbenhub, $n$ die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel, so beträgt die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2\,s\,n}{60} = \frac{s\,n}{30};$$

es ist ferner

$$v = \frac{2\,\pi\,r\,n}{60} = \frac{\pi\,r\,n}{30}, \text{ daher}$$

$$v = \frac{\pi}{2}\,c_m = 1{,}571\,c_m;\; c_m = \frac{2}{\pi}\,v = 0{,}637\,v.$$

Für $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ wird $c_{max} = 1{,}02\,v = 1{,}6\,c_m$.

In Fig. 246 ist die Linie der Kolbengeschwindigkeiten für $\frac{r}{l}=\frac{1}{4}$ aufgezeichnet; sie ist dadurch entstanden, daß zu jeder beliebigen Kolbenstellung $k$ die Ordinate $k\,d = o\,f$ gemacht und mit dem Werte für die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi\,n}{30}$ multipliciert ist. Die Linie ergibt sich für $l=\infty$ als Ellipse (in Fig. 247 gestrichelt eingetragen).

Die Kolbenbeschleunigung $p$ ist angenähert

$$p = \frac{v^2}{r}(\cos\omega \pm \frac{r}{l}\cos 2\,\omega).$$

Für $l = \infty$ wird $p = \frac{v^2}{r} \cos \omega$, und für $\omega = o$ und $\omega = 180^0$ wird die größte Beschleunigung bezw. größte Verzögerung

$$p_{\max} = \frac{v^2}{r}.$$

Behufs zeichnerischer Darstellung der Kolbenbeschleunigung verlängert man nach Mohr $k b$ (Fig. 246) über $b$ hinaus bis zum Schnitte $f$ mit $o f$, senkrecht zu $k o$, zieht $f h$ parallel $o k$ bis zum Schnitte $h$ mit der verlängerten Richtungslinie $o b$ der Kurbel, ferner $h n$ parallel $f o$ und $n m$ senkrecht $k b$, so ist $o m = k q = p$ die der beliebigen Kolbenstellung $k$ entsprechende Beschleunigung bezw. $q$ ein Punkt der gesuchten Beschleunigungskurve $q_1 q q_2$.

Die positiven $p$ liegen rechts, die negativen $p$ (Verzögerungen) links von $o$.

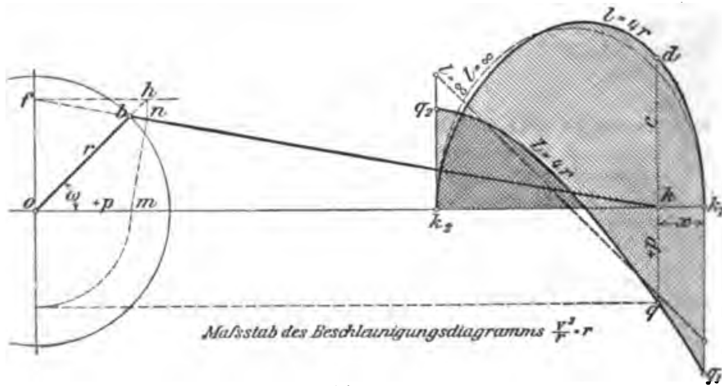



Fig. 246.

Für $l = \infty$ wird $q_1 q q_2$ eine Gerade. (Es ist zu beachten, daß in Fig. 246 die Kolbenbeschleunigungen nicht in demselben Maßstabe wie die Kolbengeschwindigkeiten, sondern für den Maßstab $\frac{v^2}{r} = r$ aufgezeichnet sind.)

Für den Rückgang des Kolbens ist die Beschleunigungskurve um $180^0$ (um die Achse $k_1 k k_2$) zu drehen.

Der Beschleunigungsdruck ergibt sich aus

$$B = \frac{G}{g} p = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r} \left(\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2 \omega\right), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 37$$

worin $G$ das Gewicht der hin und her gehenden Maschinenteile in kg, $g$ die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek² bedeutet.

Bezeichnet $F$ die Fläche des Kolbens in qcm, so ist der auf die Einheit derselben entfallende Beschleunigungsdruck

$$b = \frac{B}{F} = \frac{G}{F} \frac{p}{g}$$

oder, wenn $\frac{G}{F} = q$ gesetzt wird,

$$b = q\frac{p}{g} = \frac{q}{g}\frac{v^2}{r}(\cos\omega \pm \frac{r}{l}\cos 2\omega) \quad . \quad \mathbf{38}$$

**b) Kraft- und Arbeitsverhältnisse.**

Bezeichnet $P$ die Kolbendruckkraft in kg, so läßt sich diese nach Fig. 247 in den Normaldruck $N = P \operatorname{tg}\gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos\gamma}$ zerlegen. Erstere wird durch die Gleitbahn aufgenommen; letztere wirkt auf den Kurbelzapfen und kann hier in eine Tangentialkraft $T = \frac{P}{\cos\gamma}\sin(\omega + \gamma)$ und in eine Normalkraft $D = \frac{P}{\cos\gamma}\cos(\omega + \gamma)$ zerlegt werden.

Normaldruck auf die Gleitbahn $N = P\operatorname{tg}\gamma = S\sin\gamma$;

für $\omega + \gamma = 90^0 \ldots\ldots N = P\frac{r}{l}$;

für $\omega = 90^0$ ($\gamma = \gamma_{max}$)

$$N_{max} = P\operatorname{tg}\gamma_{max} \sim P\sin\gamma_{max} \sim P\frac{r}{l}.$$

Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos\gamma}$;

für $\omega = 90^0 (\gamma = \gamma_{max})$ $S_{max} = \frac{P}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\right)^2}}$;

für $l = \infty \;\ldots\ldots\; S = P.$

Tangential-Kurbeldruck

$$T = P\frac{\sin(\omega + \gamma)}{\cos\gamma};$$

für $\omega = o$ und $\omega = 180^0 \ldots T = 0$;

für $\omega = 90^0 (\gamma = \gamma_{max}) \ldots\ldots T = P$;

für $\omega + \gamma = 90^0$ $T_{max} = S = P\sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2}$;

für $l = \infty, \ldots T = P\sin\omega.$

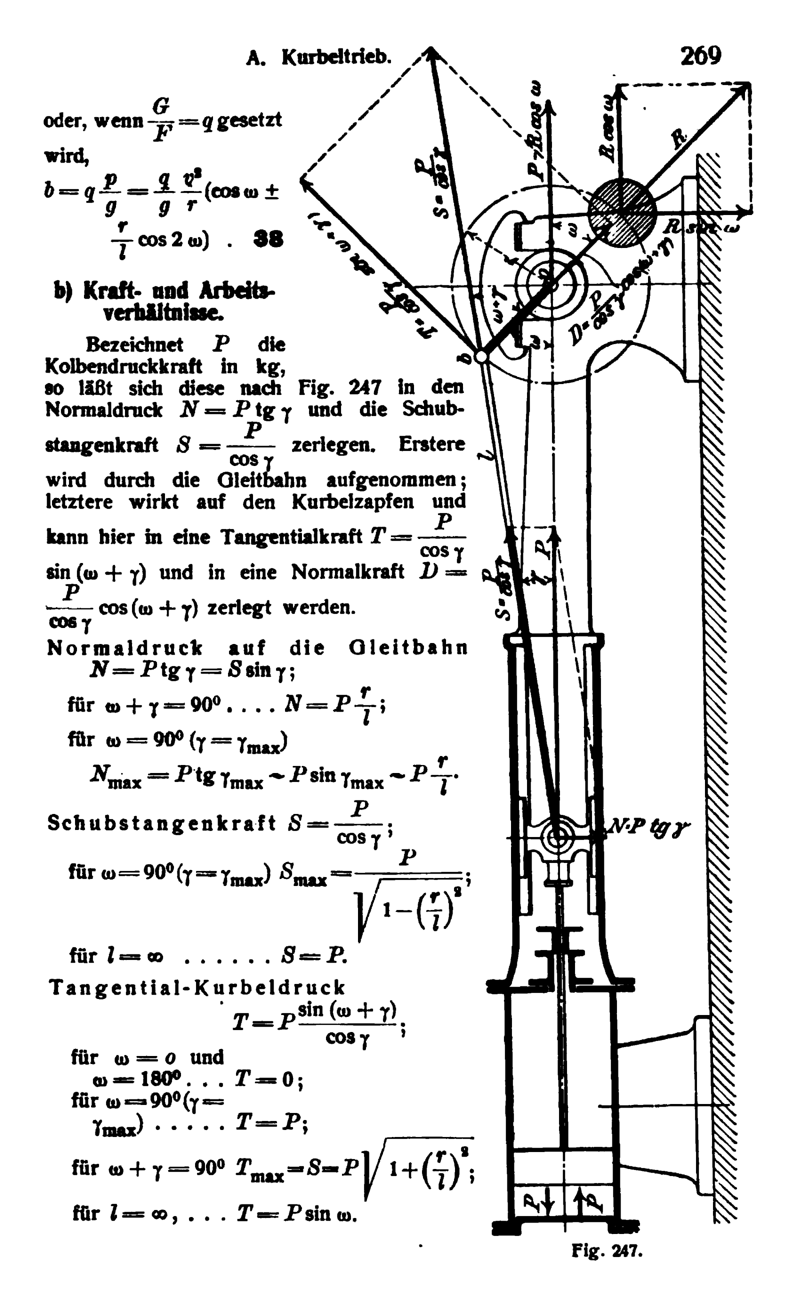



Fig. 247.

Ist $P_m$ der mittlere Kolbendruck und $T_m$ der mittlere Tangential-Kurbeldruck, so folgt aus

$$P_m\, 2\, r = T_m\, r\, \pi$$

$$P_m = \frac{\pi}{2} T_m;\; T_m = \frac{2}{\pi} P_m \text{ oder } P_m c_m = T_m v.$$

## c) Gegengewichte[1]).

Bei der Bewegung einer Dampfmaschine übertragen die hin und her gehenden Maschinenteile — Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Schubstange — während der ersten Hälfte des Kolbenhubes nicht den ganzen Dampfdruck auf die Kurbel, sondern nur denjenigen Teil, der nach Abzug für die Beschleunigung ihrer Massen übrig bleibt. In der zweiten Hälfte des Kolbenhubes, in der die Geschwindigkeit der Massen verzögert und schließlich Null wird, geben dieselben dagegen die vordem angesammelte Arbeit allmählich an die Kurbel ab, so daß diese außer dem Dampfdruck noch den Druck der sich verzögernden Massen erhält.

Der im Cylinder eingeschlossene Dampf drückt auf den Deckel desselben wie auch auf die arbeitende Kolbenseite mit der gleichen Kraft $P$. Während aber dieser Druck im ersteren Falle durch die Deckelschrauben und den Cylinder völlig ungeändert in das eine Ende des Maschinenrahmens gelangt, wird in das andere Ende desselben — in das Kurbellager — nach Vorstehendem ein veränderlicher und zwar je nach der von den bewegten Massen aufgenommenen oder wieder abgegebenen Arbeit ein geringerer oder größerer Druck geleitet, als dem jeweiligen Dampfdrucke entspricht. Der Unterschied dieser Kräfte, also der jeweilige Beschleunigungsdruck, wirkt bei einer liegenden Maschine auf eine Längsverschiebung derselben hin; er wird, da er beim Hin- und Rückgange des Kolbens auftritt, diese mitsamt ihrem Fundament in eine hin und her gehende Bewegung zu versetzen suchen. Um den Einfluß dieser Kraft unschädlich zu machen, sind kleine Maschinen und solche, die mit mäßigen Geschwindigkeiten arbeiten, in solider Weise mit einem genügend schweren Fundament zu verbinden.

Bei größeren Geschwindigkeiten lassen sich die nachteiligen Wirkungen der hin und her gehenden Massen durch Gegengewichte nahezu vollständig in Wegfall bringen.

Wird in Fig. 247 im Kurbelkreise und dem Kurbelzapfen gegenüber noch eine Masse vom Gewichte $G$, gleich demjenigen der hin und her gehenden Teile, angebracht, so entwickelt diese bei der Drehung eine Fliehkraft $R = \frac{G v^2}{g r}$. Im wagerechten Sinne liefert dieses mit der Kurbel umlaufende Gewicht die veränderliche Komponente $\pm R \cos \omega = \pm \frac{G v^2}{g r} \cos \omega$, die als Horizontaldruck in das Kurbellager tritt und für $l = \infty$ dieselbe Größe, aber entgegengesetzte Richtung wie der jeweilige Beschleunigungsdruck hat. Infolgedessen wird der Horizontal-

[1]) Vergl. Joh. Radinger, „Über Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit", 3. Aufl., Wien, Carl Gerolds Sohn.

druck im Lager während der ersten Hälfte des Kolbenhubes um die Größe des Beschleunigungsdruckes vermehrt, in der zweiten Hälfte des Kolbenhubes um dieselbe Größe vermindert, die Maschine sonach unbeweglich auf dem Fundament liegen bleiben.

Die lotrechte Komponente der Fliehkraft $\pm R \sin \omega$ übt auf die Bewegung der Maschine keinen wesentlichen Einfluß aus.

Bei stehenden Maschinen sind im allgemeinen nur für die Kurbel und die abschwingende Schubstange Gegengewichte anzubringen.

Bei Maschinen mit endlichen Schubstangenlängen nehmen die Beschleunigungsdrücke in den beiden Hälften des Kolbenhubes ungleiche Werte an, die nach Gl. 37 S. 268 von dem Verhältnis $\frac{r}{l}$ abhängig sind. Da die wagerechte Komponente der Fliehkraft eines Gegengewichtes aber symmetrisch auftritt, so folgt, daß die hin und her gehenden Massen einer Maschine mit endlicher Schubstangenlänge nicht vollständig (wohl aber zum größten Teil) ausgeglichen werden können.

Es genügt bei liegenden Maschinen, mit Rücksicht auf den Widerstand der Gesamtmasse der Maschine und des Fundamentes gegen Verschieben, das Gegengewicht nur 0,5- bis 0,8 mal so schwer zu machen, als dem Gewichte der hin und her gehenden Teile entspricht. Dabei fallen auch die im Kurbellager auftretenden lotrechten Komponenten der Fliehkraft entsprechend kleiner aus.

Die beste Massenausgleichung — und zwar im Triebwerke selbst — ist bei liegenden und stehenden Zweicylindermaschinen durch Anordnung der Kurbeln unter 180° zu erreichen. Um das hierbei auftretende Drehmoment der Massenkräfte zu vermindern, sind die Cylinder möglichst nahe aneinander zu legen.

(Weiteres über die Wirkungen der hin und her gehenden Massen s. unter „Schwungräder".)

## B. Kurbeln[1].

Die Kurbeln werden aus Stahl, Fluß- oder Schweißeisen, seltener aus Gußeisen angefertigt.

Sitzt die Kurbel am Ende einer Welle, so wird sie als Stirnkurbel bezeichnet; trägt sie an dem zugehörigem Zapfen noch eine zweite Kurbel, so heißt diese Gegenkurbel (Fig. 248). Befindet sich die Kurbel nicht am Ende der Welle, so wird die letztere gekröpfte Welle (einfach, mehrfach gekröpfte Welle) genannt.

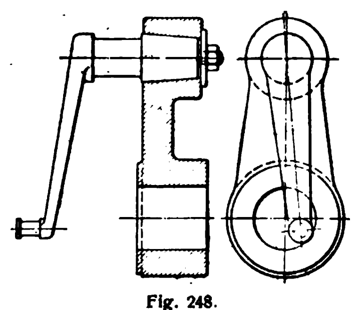


Fig. 248.

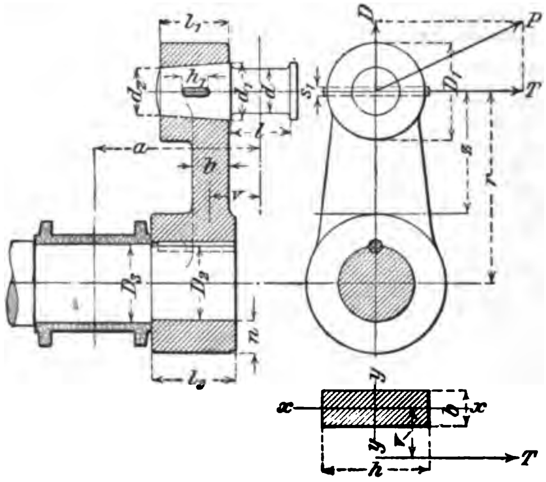
Eine besondere Gruppe von Kurbeln bilden die Handkurbeln; diese sollen, wie auch die bei höher

[1]) Vergl. C. v. Bach, „Die Maschinenelemente", 8. Aufl., Stuttgart 1901.

gelegenen Windwerken u. dergl. in Anwendung kommenden Haspelräder, hierunter ebenfalls besprochen werden.

## a) Stirnkurbeln.

Die Befestigung des Kurbelzapfens mit dem Kurbelkörper geschieht in der Regel in der Fig. 249 ersichtlichen Weise mit Kegel und Keil;



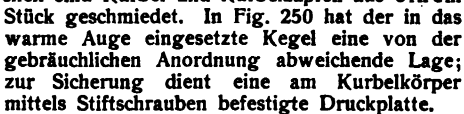


Fig. 249.

seltener wird an Stelle des letzteren eine Mutter, Schraube oder Vernietung gewählt. Zuweilen sind Kurbel und Kurbelzapfen aus einem Stück geschmiedet. In Fig. 250 hat der in das warme Auge eingesetzte Kegel eine von der gebräuchlichen Anordnung abweichende Lage; zur Sicherung dient eine am Kurbelkörper mittels Stiftschrauben befestigte Druckplatte.

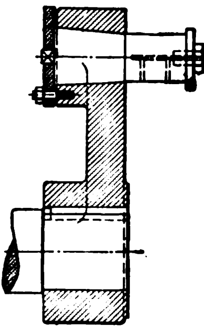


Fig. 250.

Für normal belastete Kurbelzapfen kann unter Bezugnahme auf Fig. 249 gewählt werden

$$l_1 = 1{,}5\,d \text{ bis } 1{,}75\,d,$$
$$h_1 = 0{,}3\,l_1 \text{ bis } 0{,}4\,l_1,$$
$$s_1 = 0{,}2\,d \text{ bis } 0{,}25\,d,$$
$$\frac{d_1 - d_2}{2\,l_1} = \frac{1}{25} \text{ bis } \frac{1}{15},$$
$$D_1 = 2\,d \text{ für geschmiedete Kurbeln,}$$
$$D_1 = 2{,}5\,d \text{ für gußeiserne Kurbeln.}$$

Die Kurbelnabe wird für einen Schrumpf von etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{2000}$ bei gußeisernen und für

einen solchen von etwa $\frac{5}{1000}$ bei geschmiedeten Kurbeln gebohrt, warm aufgezogen und mit einem oder zwei Keilen befestigt.

Durch Aufziehen mittelst der Wasserdruckpresse auf das etwas kegelförmig abgedrehte Wellenende läßt sich ebenfalls eine betriebssichere Verbindung erzielen.

Man nimmt ferner

$D_1$ einige mm $< D_2$,

$l_2$, je nach der Genauigkeit der Ausführung,

$$l_2 \geqq D_2,$$

wenn die Kurbel warm oder mittels der Presse aufgezogen, und

$$l_2 \geqq 1{,}25\, D_2,$$

wenn sie kalt in der gewöhnlichen Weise wie Räder aufgekeilt wird. Hierbei ist zu beachten, daß die Biegungsbeanspruchung der Kurbelwelle um so größer ausfällt, je länger die Nabe gewählt wird; der Hebelarm $a$ von Kurbelzapfenmitte bis annähernd Lagermitte soll deshalb möglichst klein sein.

Die **Nabenstärke** einer geschmiedeten Kurbel kann im Mittel $n = 0{,}4\, D_2 + 1$ cm betragen; gußeiserne Kurbeln erhalten eine um 30% bis 50% größere Nabenstärke.

Für die **Berechnung des Kurbelarmes** sei $z$ der Abstand der Kurbelzapfenachse von dem Armquerschnitt $b\,h$, wobei $b$ die achsiale, $h$ die tangentiale Abmessung des Armes bedeutet.

Durch Zerlegung des zunächst beliebig gerichteten Zapfendruckes $P$ in die Normalkraft $D$ und die Schubkraft $T$ ergeben sich

von der Normalkraft $D$ herrührend:

die Normalkraft $D$ und das biegende Moment $M_1 = D\,v$ mit $x\,x$ als Biegungsachse;

von der Schubkraft $T$ herrührend:

die Schubkraft $T$, das biegende Moment $M_2 = T\,z$ mit $y\,y$ als Biegungsachse und das drehende Moment $M_d = T\,v$.

Vernachlässigt man die Normalkraft $D$ und die Schubkraft $T$, so verbleiben die biegenden Momente $M_1$ und $M_2$, ferner das drehende Moment $M_d$. Die ersteren sind mit dem letzteren zu den ideellen biegenden Momenten

$$M_i' = 0{,}35\, M_1 + 0{,}65\, \sqrt{M_1^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b\, h^2\, k_b \text{ bezw.}$$

$$M_i'' = 0{,}35\, M_2 + 0{,}65\, \sqrt{M_2^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b^2\, h\, k_b$$

zusammenzusetzen, und es sind aus diesen Gleichungen die größten Beanspruchungen des Querschnittes $b\,h$ der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu ermitteln.

Nachzurechnen ist, ob

$$\frac{M_1}{{}^1/_6\, b\, h^2} + \frac{M_2}{{}^1/_6\, b^2\, h} \leqq k_b \text{ (vergl. S. 52).}$$

Unter der Voraussetzung, daß die Kurbel aus Flußstahl hergestellt wird, kann $k_b \sim 600$ kg/qcm gesetzt werden.

Bei den gebräuchlichen Verhältnissen ist meistens die Beanspruchung in der Totstellung der Kurbel maßgebend, um so mehr, als die plötzliche

Änderung in der Richtung der Kräfte für die Totstellung die Wahl einer niedrigen zulässigen Beanspruchung erfordert. Hier ist das Biegungsmoment $M_b = P v$ und die Zug- bezw. Druckkraft $= P$, mithin

$$\frac{M_b}{{}^1/_6\, b^2 h} + \frac{P}{b h} \overline{\gtrless} k_b \text{ oder } P\left(v + \frac{b}{6}\right) \leqq \frac{b^2 h}{6} k_b,$$

woraus sich $h$ nach Annahme von $b$ berechnen läßt.

Der Durchmesser $D_3$ des Wellenzapfens ist für das durch den größten Zapfendruck $P$ hervorgerufene Biegungsmoment $M_b = P a$ und das durch den größten Tangentialdruck $T$ erzeugte Drehmoment $M_d = T r$ aus der Gleichung

$$M_i = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\, D_3^3\, k_b$$

zu ermitteln.

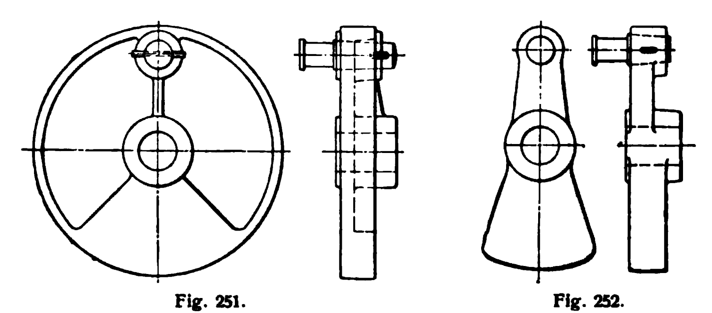


Fig. 251. Fig. 252.

An Stelle des einfachen Kurbelarmes finden zuweilen, z. B. bei kleineren schnelllaufenden Dampfmaschinen, gußeiserne Kurbelscheiben, Fig. 251, Verwendung. Dieselben ermöglichen die Anbringung von Gegengewichten, durch welche die nachteiligen Wirkungen der hin und her gehenden Triebwerkmassen auf das Maschinenfundament beseitigt oder wenigstens verringert werden.

Derartige Gegengewichte lassen sich auch an geschmiedeten Stirnkurbeln anbringen, Fig. 252. (Über die Größe der Gegengewichte s. unter „Kurbeltrieb", S. 271.)

Für die Berechnung des Kurbelzapfens vergl. unter „Zapfen", S. 180.

## b) Handkurbeln.

Die Handkurbeln sind an Stelle des Zapfens mit einem aus Flußeisen oder zähem Stahl hergestellten Griffdorn versehen, auf den, wie Fig. 253 und 254 zeigen, zur Schonung der Hände ein lose drehbares Holzheft oder ein einfaches Gasrohr von 4 bis 3 cm äußerem Durchmesser gesetzt ist. Der Griffdorn hat, je nachdem ein oder zwei Mann an derselben Kurbel arbeiten, 1,8 bis 2,6 cm Durchmesser und 30 bis 50 cm Länge; er ist in den schmiedeisernen Kurbelarm von zumeist 35 bis 40 cm Länge eingenietet oder mit diesem aus einem Stück geschmiedet.

Der Kurbeldruck eines Arbeiters kann im Mittel 15 kg, vorübergehend bis 20 kg, die Umfangsgeschwindigkeit 0,5 bis 1 m/sek

genommen werden. Doppelkurbeln sind in der Regel um 120° gegeneinander versetzt. Die Höhenlage der Kurbelwelle über dem Fußboden beträgt 1 m bis 1,1 m. Festgelagerte Kurbelwellen aus Flußeisen oder Flußstahl erhalten 3 bis 4 cm, verschiebbare Kurbelwellen aus demselben Material 3,7 bis 4,5 cm Durchmesser, je nachdem ein oder zwei Mann an der Kurbel arbeiten. Der auf dem vierkantigen Endzapfen der Welle sitzende, auf Biegung und Drehung beanspruchte Kurbelarm erhält unter der gleichen Voraussetzung rechteckigen Querschnitt von 4 bis 5 cm Breite und 2 bezw. 2,4 cm Stärke. Die Nabenlänge des Kurbelarmes kann 5 bis 6 cm betragen. Bei größeren Geschwindigkeiten der sinkenden Last sind die Abmessungen des Griffdornes und des Kurbelarmes mit Rücksicht auf die Schleuderkraft zu ermitteln. (Über „Sicherheitskurbeln" s. unter VIII. Sperr- und Bremswerke.)

## c) Haspelräder.



Fig. 253.

Derartige Räder bieten den Kurbeln gegenüber den Vorzug, daß ihr Antrieb von einem beliebig tief gelegenen Standorte aus erfolgen, ferner ihr Halbmesser unabhängig von der Körpergröße des Arbeiters gewählt werden kann. Letzterer bewirkt durch Ziehen an einem in den Umfang des Rades gelegten endlosen Seile oder einer Kette die Drehbewegung des letzteren.

Fig. 255 zeigt ein kleineres Seilhaspelrad mit gußeiserner Nabe und eingeschraubten (zuweilen auch eingegossenen oder aufgenieteten) schmiedeisernen Speichen, in deren durch einen schmiedeisernen Kranz zusammengehaltenen, gabelförmig gestalteten Köpfen sich das Seil einklemmt.

Gegossene Haspelräder erhalten keilförmige Umfangsnuten, die für größere Kräfte — um ein Gleiten des Seiles zu verhüten — mit Angüssen versehen sind.

Der Zug eines Arbeiters am Seil kann für Lasthübe bis 1 m etwa 30 kg, vorübergehend 40 kg und mehr betragen; bei Lastförderhöhen bis ungefähr 3 m ist 15 kg, ausnahmsweise 20 kg statthaft.

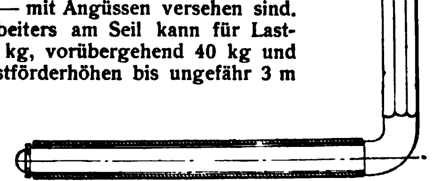


Fig. 254.

Der Seildurchmesser ist mit Rücksicht auf genügende Stärke zum bequemen Anfassen 2,3 bis 3,6 cm zu wählen.

An Stelle des Seiles können auch gewöhnliche Ketten in Seilhaspelrädern laufen, wobei sich die Kettenglieder vor den Gabelzinken fest-

haken und das Rad mitnehmen. Wegen des sicheren Eingriffes sind kalibrierte Ketten mit zugehörigen Daumenrädern vorzuziehen.

Die Abmessungen dieser Kettenhaspelräder sind aus der unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben" gegebenen Tabelle zu entnehmen.

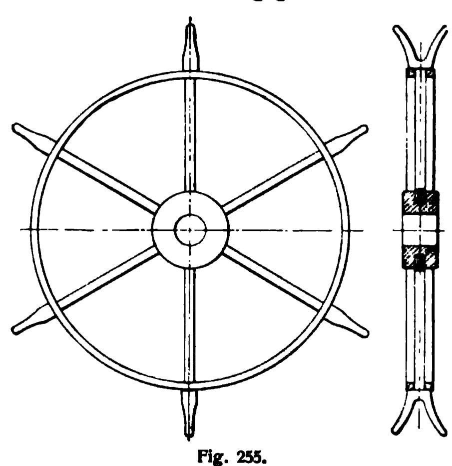


Fig. 255.

Für die Eisenstärke der Ketten kann 0,6 bis 0,8 cm gewählt werden. Um die Ketten im sicheren Eingriff mit den Daumen ihrer Räder zu halten, sind Führungsbügel anzuordnen.

## C. Kurbelwellen.

Fig. 256 zeigt eine bei liegenden Eincylinder- und Tandem-Dampfmaschinen gewöhnlich in Anwendung kommende Kurbelwelle mit nur einer Stirnkurbel (Außenkurbel).

Bezeichnet

$P$ den Kurbelzapfendruck in kg,

$r$ den Kurbelhalbmesser in cm,

$l$ die Länge des Kurbelzapfens in cm,

und setzt man die Länge $l_2$ der Kurbelnabe gleich dem Durchmesser $d_1$ des vorderen Kurbelwellenlagers, ferner die Länge $l_1$ des letzteren vorläufig schätzungsweise $1{,}8\,d_1$, so ergibt sich $d_1$ aus

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\,d_1^3\,k_b; \quad . \; . \; . \quad 39$$

hierin bedeuten $M_b = P(0{,}5\,l + d_1 + 0{,}9\,d_1) = P(0{,}5\,l + 1{,}9\,d_1)$ und $M_d = P\,r$.

Setzt man für Flußstahl als Material der Welle $k_b = 500$ kg/qcm, so findet sich nach Einführung der Werte von $M_b$, $M_d$ und $k_b$ in Gl. 39 durch probeweises Rechnen $d_1$ und hierauf $l_1 = 1{,}8\,d_1$. (Vorausgesetzt ist, daß Durchmesser und Länge des Kurbelzapfens schon vorher ermittelt wurden.)

Der von der Kurbelzapfenkraft herrührende Druck im Kurbellager beträgt, wenn $a_1$ die Entfernung von Mitte bis Mitte Zapfen,

$$R_1' = P \frac{a_1 + 0{,}5\, l_1 + d_1 + 0{,}5\, l}{a_1};$$

derselbe läßt sich in eine wagerechte und in eine lotrechte Komponente $R_1' \cos \beta_{max}$ bezw. $R_1' \sin \beta_{max}$ zerlegen, sofern $\beta_{max}$ den größten Winkel bedeutet, den die Schubstangenrichtung mit der Cylinderachse einschließt.

Der vom Schwungradgewicht $G$ herrührende lotrechte Druck beträgt

$$R_1'' = G \frac{a}{a_1},$$

worin $a$ die Entfernung von Mitte Lager bis Mitte Schwungrad bezeichnet. (Der Zug eines über das Schwungrad gelegten Riemens u. s. w. ist unberücksichtigt geblieben.)

Bei rechtsumlaufenden Maschinen ist $R_1' \sin \beta_{max}$ von der letzteren Kraft abzuziehen, bei linksumlaufenden dagegen zu derselben hinzuzufügen.

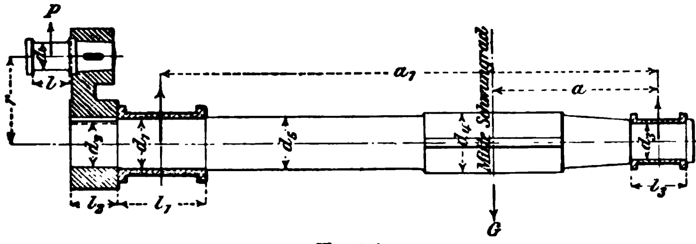



Fig. 256.

Es beträgt somit der resultierende Zapfendruck

$$R_1 = \sqrt{(R_1' \cos \beta_{max})^2 + (R_1'' \mp R_1' \sin \beta_{max})^2},$$

worin das obere Vorzeichen für rechtsumlaufende, das untere für linksumlaufende Maschinen gilt, und es folgt nach Gl. 31, S. 182

$$l_1 \geq \frac{R_1\, n}{w},$$

worin $n$ die minutliche Umdrehungszahl der Welle, $w$ eine Erfahrungszahl bedeutet.

Sofern der für $l_1$ aus vorstehender Gleichung erhaltene Wert dem ursprünglich angenommenen Werte $l_1 = 1{,}8\, d_1$ nicht entspricht, müßte die Rechnung zur Bestimmung von $d_1$ — unter Einsetzung eines passenderen Wertes für $d_1$ — nochmals durchgeführt werden.

Die Flächenpressung im vorderen Lager beträgt

$$k = \frac{R_1}{l_1\, d_1}.$$

Für den hinteren Zapfen findet sich der vom Schwungradgewicht herrührende lotrechte Druck

$$R_2' = G \frac{a_1 - a}{a_1}$$

und die vom Kurbelzapfen kommende Kraft

$$R_2'' = P\frac{0,5\,l + l_2 + 0,5\,l_1}{a_1}.$$

Für eine linksgehende Maschine ist der hier in Frage stehende Einfluß dieser Kraft verschwindend klein, da ihre lotrechte Komponente von $R_2'$ abzuziehen ist; sie kann daher unberücksichtigt bleiben. Läuft aber die Maschine rechts um, so ist diese Komponente

$$R_2'' \sin \beta_{max}$$

zum Druck $R_2'$ hinzuzufügen.

Damit folgt der resultierende Zapfendruck

$$R_2 = \sqrt{(R_2' + R_2'' \sin \beta_{max})^2 + (R_2'' \cos \beta_{max})^2}.$$

Die Zapfenlänge folgt, wie oben, aus

$$l_2 \geqq \frac{R_2\, n}{w},$$

somit der Durchmesser $d_2$ aus

$$R_2\, 0,5\, l_2 = 0,1\, d_2{}^3\, k_b.$$

Die Flächenpressung im hinteren Lager beträgt

$$k = \frac{R_2}{l_2\, d_2}.$$

Die Stärke $d_4$ der Welle an der Befestigungsstelle des Schwungrades ergibt sich mit

$$M_b = R_2\, a$$

und

$$M_d = P\, r$$

aus

$$0,35\, M_b + 0,65\, \sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2} = 0,1\, d_4{}^3\, k_b.$$

Mit Rücksicht auf die eingearbeiteten Keilnuten ist die Welle entsprechend zu verstärken!

Einfach gekröpfte Kurbelwellen finden sich bei liegenden Eincylinder-Dampfmaschinen mit Gabelrahmen und bei allen stehenden Eincylindermaschinen.

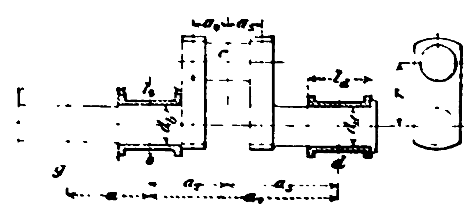


Fig. 257.

Die in Fig. 257 dargestellte einfach gekröpfte Welle einer stehenden Dampfmaschine ist bei $b$ und $d$ gelagert; sie trägt bei $g$ das gleichzeitig als Riemenscheibe wirkende Schwungrad vom Gewichte $G$, während bei $c$ die lotrechte Komponente $P$ der vom Dampfkolben kommenden

Stangenkraft angreift. (Die von den Riemenspannungen herrührende Seitenkraft soll ebenso wie die wagerechte Komponente der Stangenkraft vernachlässigt werden.)

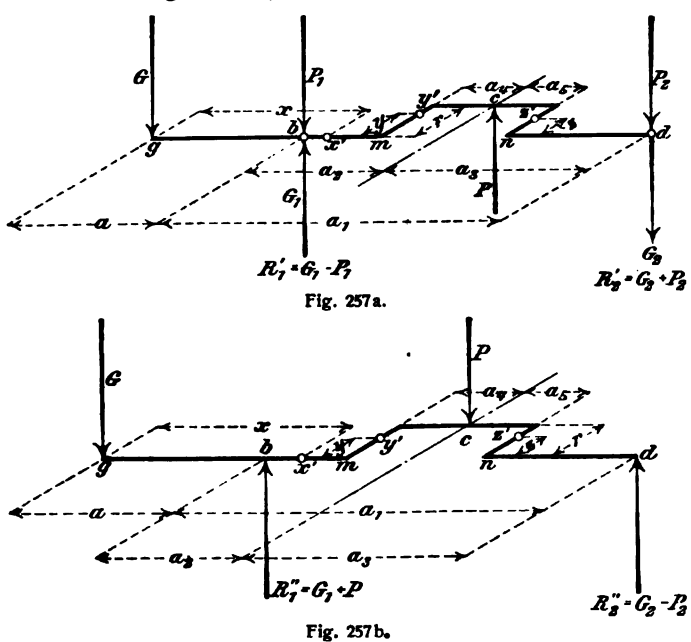



Fig. 257a.

Fig. 257b.

Für **aufwärts** gerichteten Kurbelzapfendruck (Fig. 257a) wirkt bei $b$ der Lagerdruck

$$G_1 = G\,\frac{a + a_1}{a_1}$$

lotrecht aufwärts und derjenige

$$P_1 = P\,\frac{a_3}{a_1}$$

lotrecht abwärts.

Hieraus folgt für den resultierenden, lotrecht aufwärts gerichteten Lagerdruck

$$R_1' = G_1 - P_1 = G\,\frac{a + a_1}{a_1} - P\,\frac{a_3}{a_1} = \frac{G\,(a + a_1) - P\,a_3}{a_1}.$$

Bei $d$ beträgt der resultierende, lotrecht abwärts gerichtete Lagerdruck

$$R_2' = G_2 + P_2 = G\,\frac{a}{a_1} + P\,\frac{a_2}{a_1} = \frac{G\,a + P\,a_2}{a_1}.$$

Für **abwärts** gerichteten Zapfendruck $P$ (Fig. 257b) ergibt sich in gleicher Weise

$$R_1'' = G_1 + P_1 = \frac{G(a + a_1) + P a_3}{a_1} \text{ und}$$

$$R_2'' = G_2 - P_2 = \frac{G a - P a_3}{a_1}.$$

Es sind nun die Berechnungen für die **größten** bezw. die **kleinsten** Lagerdrücke ($R_1'$, $R_2'$ und $R_1''$, $R_2''$) durchzuführen!

Für den Querschnitt in $b$ ist das biegende Moment

$$M_b = G a$$

und das drehende Moment

$$M_d = P r;$$

hiermit folgt der Durchmesser $d_b$ des Wellenzapfens aus

$$0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\, d_b^3\, k_b.$$

Die Länge $l_b$ dieses Zapfens ergibt sich mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck und die Reibungsarbeit nach Gl. 29 und 31 zu

$$l_b \geqq \frac{R_1}{d_b k} \text{ bezw. } l_b \geqq \frac{R_1 n}{w},$$

worin $R_1$ den (größten) Lagerdruck in kg, $n$ die minutliche Umdrehungszahl der Welle, $k$ den zulässigen Flächendruck in kg/qcm und $w$ eine Erfahrungszahl (s. S. 182) bedeuten.

Der Stirnzapfen $d$ erhält solche Abmessungen, daß der Flächendruck $k$ (in kg/qcm) annähernd derselbe ist wie im vorderen Lager.

Durchmesser $d_d$ und Länge $l_d$ dieses Zapfens folgen aus

$$R_{2\,(\max)} = k\, l_d\, d_d.$$

Für einen beliebigen, zwischen $b$ und $m$ gelegenen Querschnitt $x'$ der Welle ergeben sich die Momente

$$M_b = G x - R_{1\,(\min)} (x - a) \text{ und } M_d = P r.$$

Die zwischen $n$ und $d$ liegenden Querschnitte der Welle sind nur auf Biegung beansprucht.

Für den Kurbelzapfen gilt

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, a_3 \text{ und } M_d = R_{2\,(\max)}\, r.$$

Für den beliebigen Punkt $y'$ des linksseitigen Kurbelarmes ist

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, y + P(r - y) = (R_{2\,(\max)} - P)\, y + P r,$$

$$M_d = R_{2\,(\max)} (a_3 + a_4) - P a_4.$$

Das Drehmoment $M_d$ ist für alle Querschnitte des Kurbelarmes konstant; das biegende Moment erhält seinen Höchstwert $M_b = P r$ für $y = 0$, d. h. für den Punkt $m$. Die größte Beanspruchung des Querschnittes $b\,h$ des zunächst wieder nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbelarmes ($b$ bedeutet die achsiale, $h$ die tangentiale Abmessung desselben) folgt mit den ermittelten Höchstwerten für $M_b$ und $M_d$ aus

$$0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = \frac{1}{6}\, b\, h^2\, k_b.$$

Für den beliebigen Punkt $z'$ des rechtsseitigen Kurbelarmes findet sich

$$M_b = R_{2\,(\max)}\, z \text{ und } M_d = R_{2\,(\max)} (a_3 - a_5).$$

Da $M_d$ unveränderlich, ist die Beanspruchung am größten, wenn das biegende Moment seinen Höchstwert $M_b = R_{2\,(\max)}\, r$ (für $z = r$) erhält.

Bei den vorstehenden Ermittelungen ist vorausgesetzt, daß die gekröpfte Welle in den Fig. 257a und 257b gezeichneten Kurbelstellungen die größte Beanspruchung erfährt. Ist dieses nicht mit Sicherheit anzunehmen, so sind die Beanspruchungen der Welle für verschiedene Kurbelstellungen zu berechnen bezw. die Abmessungen derselben entsprechend zu wählen.

Für derartige Fälle empfiehlt sich, insbesondere auch für mehrfach gekröpfte Kurbelwellen, die zumeist als kontinuierliche Balken an mehr als zwei Punkten aufruhen, die zeichnerische Ermittelung ihrer Abmessungen.

Auf Tafel I ist zunächst die Berechnung der zu einer eincylindrigen liegenden Dampfmaschine von 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub und 100 minutlichen Umdrehungen gehörigen Kurbelwelle (Fig. 1) mit Außenkurbel auf zeichnerischem Wege durchgeführt.

Die Maschine arbeitet, wie das Dampfdiagramm (Fig. 2) erkennen läßt, mit Kondensation und mit einer Höchstfüllung von 0,25 des Kolbenhubes. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 8 kg/qcm. Das gleichzeitig als Riemenscheibe dienende Schwungrad von 2,8 m Durchmesser wiegt 2800 kg.

Es sind für drei (mit I, II und III bezeichnete) verschiedene Kurbelstellungen die Beanspruchungen der Welle und des Kurbelarmes vom Halbmesser $r = 30$ cm ermittelt.

Stellung I. Schwungradgewicht $G_0$ und Resultante $S_0$ der Riemenspannungen $S_1$, $S_2$ vereinigt, ergeben die Resultante $G$ (Fig. 3). Diese läßt sich durch eine wagerechte und durch eine lotrechte Komponente $G' = 1200$ kg bezw. $G'' = 2200$ kg ersetzen. In der wagerechten Ebene wirkt ferner der Kurbelzapfendruck $P = 7500$ kg. Damit ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 4a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 4) die Biegungsmomentenflächen $M_b'$ und $M_b''$ in der wagerechten und in der lotrechten Ebene, bezw. erhält man nach Vereinigung derselben die durch lotrecht schraffierte Linien angedeutete ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i$. Es ist hier $M_i = \sqrt{(M_b')^2 + (M_b'')^2}$.

Die Lagerdrücke in der wagerechten und lotrechten Ebene sind in Fig. 4a mit $R_1'$, $R_2'$ bezw. mit $R_1''$, $R_2''$ bezeichnet.

Der Kurbelarm wird durch die Kraft $P = 7500$ kg am Hebelarm $v = 11$ cm (Fig. 1) auf Biegung beansprucht; die bezügliche Momentenfläche $M_b = P v$ zeigt Fig. 4b.

Stellung II. Hier wirkt, vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührend, wie in Stellung I, $G' = 1200$ kg in der wagerechten und $G'' = 2200$ kg in der lotrechten Ebene. Der Kurbelzapfendruck $P = 7600$ kg (Fig. 3) läßt sich durch eine wagerechte Komponente $P' = 7500$ kg und eine lotrechte Komponente $P'' = 1150$ kg ersetzen. Mit den genannten vier Kräften ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 5a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 5) die Biegungsmomentenflächen $M_b'$ und $M_b''$ der Welle in der wagerechten und in der lotrechten Ebene. Durch Vereinigung beider Flächen erhält man die in Fig. 5 durch schräg schraffierte Linien angedeutete resultierende Biegungsmomentenfläche $M_b$; diese ist noch mit der Drehmomentenfläche $M_d = T r$ zu vereinigen, um die durch

lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i = 0,35\,M_b + 0,65\,\sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2}$ zu erhalten. (Es ist $T =$ 6400 kg die nach Fig. 3 durch Zerlegung des Kurbelzapfendruckes $P = 7600$ kg erhaltene Schubkraft; die Normalkraft ist $D = 4100$ kg.)

Die Lagerdrücke sind in den bezüglichen Kräfteplänen wieder mit $R_1'$, $R_2'$ bezw. mit $R_1''$, $R_2''$ bezeichnet.

Auf den Kurbelarm wirken das biegende Moment $M_b' = T\,r =$ $6400 \cdot 30$ und das Drehmoment $M_d = T\,v = 6400 \cdot 11$, die, beide vereinigt, die ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i$ (Fig. 5b) liefern. (Die Einwirkungen des biegenden Momentes $M_b'' = D\,v$, ferner der Normalkraft $D$ und der Schubkraft $T$ auf den Kurbelarm können vernachlässigt werden.)

Stellung III. Durch Zerlegung des hier wirkenden Kurbelzapfendruckes $P = 4450$ kg, sowie ferner der vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührenden Resultante $G$ ergeben sich $P' = 4350$ und $G' = 1200$ kg bezw. $P'' = 870$ und $G'' = 2200$ kg als wagerechte bezw. lotrechte Komponenten. Dieselben liefern nach Aufzeichnung der bezüglichen Kräftepläne (Fig. 6a) die Biegungsmomentenflächen $M_b'$ und $M_b''$ (Fig. 6) und nach Vereinigung die durch schräg schraffierte Linien angegebene resultierende Biegungsmomentenfläche $M_b$. Diese ist mit der Drehmomentenfläche $M_d = P\,r = 4450 \cdot 30$ zu vereinigen, womit sich die ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i$ ergibt, die wieder durch lotrecht schraffierte Linien angegeben ist.

Auf den Kurbelarm wirken $M_b = P\,r = 4450 \cdot 30$ und $M_d = P\,v =$ $4450 \cdot 11$, deren Vereinigung die ideelle Biegungsmomentenfläche $M_i$ (Fig. 6b) liefert.

Legt man die für die Welle erhaltenen ideellen Biegungsmomentenflächen der Kurbelstellungen I, II und III übereinander (Fig. 7), so läßt sich aus den Ordinaten der so gewonnenen Fläche die theoretische Form der Kurbelwelle für eine angenommene Beanspruchung $k_b =$ 500 kg/qcm berechnen. Es ist z. B. für die größte Ordinate $y = 1,9$ cm dieser Fläche

$1,9 \cdot 150\,000 = 0,1\,d^3\,500$ (1 : 150 000 ist der Momentenmaßstab);
hieraus folgt

$$d = 17,9 \text{ cm} \sim 180 \text{ mm}.$$

Durch entsprechende Umgrenzung der theoretischen Wellenform ergeben sich schließlich die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 8).

Bei dem Kurbelarm wird max $M_i$ (Fig. 5b) der Berechnung des Querschnittes der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu Grunde gelegt (vergl. unter „Kurbeln“, S. 273).

Die zeichnerische Ermittelung der Abmessungen der zu einer liegenden Auspuff-Dampfmaschine von 230 mm Cyld.-Dchm. und 400 mm Hub gehörigen einfach gekröpften Kurbelwelle ist auf Tafel II für die Stellungen I und II (Fig. 2) der Kurbelkröpfung durchgeführt. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 6 kg/qcm, die minutliche Umdrehungszahl 120. Das gleichzeitig als Riemenscheibe dienende Schwungrad von 1,9 m Durchmesser wiegt 600 kg.

Stellung I. Die von dem Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührende Resultante $G$ (Fig. 2) kann durch eine wagerechte und lotrechte Komponente $G' = 290$ kg bezw. $G'' = 460$ kg ersetzt werden. In der wagerechten Ebene wirkt ferner die Kolbenkraft

$P = 2000$ kg. Die diesen drei Kräften entsprechende resultierende Biegungsmomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 3 durch schräg schraffierte Linien dargestellt. Es wirkt aber noch der Stützendruck $R_2''$ (Fig. 3a) an dem Hebelarm $r = 20$ cm der Kröpfung auf Verdrehung des Kurbelzapfens. (Man hat sich dazu $R_2''$ in $A$ senkrecht zur Bildebene zu denken.) Das von diesem Stützendruck herrührende Drehmoment liefert mit dem resultierenden Biegungsmoment das in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Moment des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm $CD$ wird ebenfalls durch den in $A$ wirkenden Stützendruck $R_2''$ beansprucht. Denkt man sich im Fußpunkte des von der Lagerstelle $A$ auf die Richtung des Armes $CD$ gefällten Lotes $AA_1$ zwei gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte $R_2''$ angreifend, so ist ersichtlich, daß der Arm durch das Kräftepaar $R_2'' A A_1$ auf Verdrehung und durch die Einzelkraft $R_2''$ am Hebelarm $A_1 D$ auf Biegung beansprucht wird. Die der Kraft $R_2''$ entsprechende Drehungs- und Biegungsmomentenfläche ist in Fig. 3 eingetragen. Der Kurbelarm $CD$ wird ferner durch die in der Bildebene wirkende Stützkraft $R_2'$ beansprucht. Zerlegt man dieselbe in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente $Y'$ bezw. $X'$, so kann der Einfluß der ersteren auf den Kurbelarm vernachlässigt werden. Es bleibt die Kraft $X'$, die, am Hebelarm $mD$ wirkend, den Kurbelarm auf Biegung beansprucht. Die in Fig. 3 eingetragene bezügliche Biegungsmomentenfläche ergibt sich mittels der Hilfsfigur 3b. Vereinigt man in Fig. 3 die von $R_2''$ und $R_2'$ herrührenden beiden Biegungsmomentenflächen mit der von $R_2''$ herrührenden Drehmomentenfläche, so erhält man die durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche für den Kurbelarm $CD$.

Der Kurbelarm $EF$ wird in ähnlicher Weise durch ein Kräftepaar $R_2'' A A_2$ (Fig. 1 und 1a) auf Verdrehung, durch die Einzelkraft $R_2''$ am Hebelarm $A_2 F$ und durch die senkrecht zur Armrichtung stehende Komponente $X'$ der Stützkraft $R_2'$ auf Biegung beansprucht; hierzu kommt noch ein von der bei $J$ angreifenden Kolbenkraft $P$ herrührendes biegendes Moment — es ist zu dem Zwecke $P$ in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente zu zerlegen —, welches entgegengesetzt dem von der Stützkraft $R_2'$ herrührenden Momente wirkt. Der Unterschied beider bezüglichen Biegungsmomentenflächen führt zu einer Fläche, die noch mit der von $R_2''$ herrührenden Biegungsmomentenfläche zu vereinigen ist, um die resultierende Biegungsmomentenfläche zu erhalten; diese, mit der Drehmomentenfläche vereinigt, liefert die in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche für den Kurbelarm $EF$.

Stellung II. Um die ideelle Biegungsmomentenfläche für die Welle, den Kurbelzapfen und die Kurbelarme zu erhalten, ist in derselben Weise zu verfahren wie vordem. Es wirken hier bei $J$ (Fig. 1), von dem Kurbelzapfendruck $P = 1830$ kg herrührend, $P' = 1800$ kg in der wagerechten und $P'' = 360$ kg in der lotrechten Ebene, ferner bei $S$, von den Riemenspannungen und dem Schwungradgewicht herrührend, wie vordem $G' = 290$ kg in der wagerechten und $G'' = 460$ kg in der lotrechten Ebene — beide Kräfte entgegengesetzt gerichtet den Kräften $P'$ und $P''$ in der bezüglichen Ebene.

Die resultierende Biegungsmomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 4 durch schräg schraffierte Linien dargestellt; sie liefert mit der Drehmomentenfläche $M_d = 1800 \cdot 20$ die durch lotrechte Linien schraffierte ideelle Biegungsmomentenfläche der Welle bezw. mit der vom Stützendruck $R_2'$ (Fig. 4a) herrührenden Drehmomentenfläche $M_d = R_2' r = 1520 \cdot 20$ die ebenfalls durch lotrechte Linien schraffierte ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm $CD$ wird durch das Kräftepaar $R_2' A A_1$ auf Verdrehung, durch die Einzelkraft $R_2'$ am Hebelarme $A_1 D$ und ferner durch die zu seiner Richtung senkrechte, am Hebelarm $mD$ wirkende Komponente $X''$ der Stützkraft $R_2''$ auf Biegung beansprucht. Die bezüglichen Momentenflächen ergeben sich mittels der Hilfsfigur 4b; sie liefern nach erfolgter Vereinigung die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelarmes $CD$.

Der Kurbelarm $EF$ wird durch die Kräftepaare $R_2' A A_2$ und $P' J J_1$, die entgegengesetzt zueinander wirken, auf Verdrehung und durch die Einzelkräfte $R_2'$ und $P'$, die, ebenfalls entgegengesetzt zueinander an den Hebelarmen $A_2 F$ und $J_1 F$ wirken, auf Biegung beansprucht; hierzu kommen noch Biegungsbeanspruchungen durch die senkrecht zur Armrichtung stehenden Komponenten $X''$ und $K$ (Fig. 1a) der Stützkraft $R_2''$ bezw. der vom Kurbelzapfendruck herrührenden lotrechten Komponente $P''$, die ebenfalls entgegengesetzt zueinander gerichtet sind. Durch Vereinigung der Biegungs- und Drehmomentenflächen erhält man die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideelle Biegungsmomentenfläche des Kurbelarmes $EF$.

In Fig. 5 sind die den Stellungen I und II der Kurbelkröpfung entsprechenden ideellen Biegungsmomentenflächen (Fig. 3 und 4) übereinander gelegt und mittels der Ordinaten der so gewonnenen Fläche die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 6) für eine angenommene Beanspruchung von 600 kg/qcm berechnet.

Tafel III gibt in Fig. 1 die schematische Darstellung der in fünf Lagern — $A$, $B$, $C$, $D$, $E$ — geführten, doppelt gekröpften Kurbelwelle einer stehenden Kondensations-Verbunddampfmaschine von 320 bezw. 510 mm Cyld.-Dchm. und 500 mm Hub, die mit 8 kg/qcm Eintrittspannung, einer Gesamtfüllung von 0,06 (Fig. 2) und 150 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von ~ 100 $PS_e$ entwickelt.

Die Abmessungen der Welle sollen wiederum auf zeichnerischem Wege für die Stellungen I und II derselben (Fig. 4a und 4b) ermittelt werden.

Es sind zunächst die sog. Festpunkte der als kontinuierlicher Balken mit vier Öffnungen zu betrachtenden Welle zu bestimmen.

Fig. 3 zeigt, wie dieselben gefunden werden. Zunächst zeichnet man in sämtlichen Öffnungen die Drittel- und die verschränkten Drittellinien. Dann zieht man von $A$ aus in beliebiger Richtung die Linie $AMN$, hierauf die Linie $MBR$ und $NR$, so erhält man den Festpunkt $J_1$. Von $J_1$ ausgehend wiederholt man die Zeichnung und findet $J_2$, hierauf in gleicher Weise $J_3$. In umgekehrter Richtung vorgehend findet man die Festpunkte $K_1$, $K_2$ und $K_3$. Die durch die $J$- und $K$-Punkte gelegten Festlinien dienen zur Ermittelung der Biegungsmomentenflächen der Welle.

Stellung I. Hier wirken am Punkte $S$ (Fig. 3) der Welle die Komponenten der vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührenden Resultante $G$ (Fig. 5), nämlich $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten Ebene, ferner an den Punkten $Q$ und $O$ der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N = 1635$ kg und $H = 5500$ kg (Fig. 4a). Die Kraft $N$ kann durch eine lotrechte und eine wagerechte Komponente $N' = 1600$ kg bezw. $N'' = 330$ kg ersetzt werden. Die Kraft $H$ wirkt in der lotrechten Ebene. Nun ermittelt man, nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 6a und 7a), das den lotrechten bezw. wagerechten Kräften entsprechende Seilpolygon jeder Öffnung (Fig. 6 und 7), womit sich — indem man die zu jeder Kraft gehörigen Abschnitte mit dem Zirkel summiert — nach dem in Fig. 6 angedeuteten Verfahren die lotrechte bezw. wagerechte Biegungsmomentenfläche und die Größe der Stützenmomente ergibt. Aus den letzteren sind in Fig. 6b und 7b die bezüglichen Stützendrucke $A'$, $B'$, $C'$, $D'$, $E'$ bezw. $A''$, $B''$, $C''$, $D''$ und $E''$ abgeleitet. Letztere dienen, wie auch die Komponenten der Schubstangenkräfte, in bekannter Weise zur Ermittelung der Beanspruchung in den Armen der Hochdruck- und Mitteldruckkurbel.

Die beiden Biegungsmomentenflächen (Fig. 6 und 7) sind in Fig. 8 mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens der Welle zur ideellen Biegungsmomentenfläche vereinigt.

Es ist der linke Arm der Hochdruckkurbel (Fig. 8a) (mit Benutzung der in Fig. 1 eingetragenen Bezeichnungen) beansprucht durch $M_b' = A' a_1$ und $M_b'' = A'' r$, ferner durch $M_d = A'' a_1$, der rechte Arm dieser Kurbel durch $M_b' = H h_1 + A' a_2$ und $M_b'' = A'' r$, ferner durch $M_d = A'' a_2$. ($M_d$ und $M_b''$ sind im vorliegenden Falle unbedeutend und können vernachlässigt werden.)

Der linke Arm der Niederdruckkurbel (Fig. 8b) wird beansprucht durch

$$M_b'' = A' r + H r + B' r + C' r$$

und durch

$$M_b' = A'' a_3 + B'' b_1 + C'' c_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M_d = A' a_3 + H h_2 + B' b_1 + C' c_1;$$

der rechte Arm dieser Kurbel durch

$$M_b'' = A' r + H r + B' r + C' r + N' r$$

und durch

$$M_b' = A'' a_4 + B'' b_2 + C'' c_2 + N'' n_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M_d = A' a_4 + H h_3 + B' b_2 + C' c_2 + N' n_1.$$

Die den Kurbelarmen entsprechenden Biegungsmomente sind übrigens in Fig. 6 und 7 durch stärker gestrichelte Linien hervorgehoben; sie lassen sich ohne weiteres abgreifen bezw. sind sie aus Fig. 6b und 7b zu entnehmen, wobei selbstverständlich der durch Pfeile angegebene Sinn der betreffenden Kräfte bei der algebraischen Summation der Momente zu berücksichtigen ist.

Stellung II. Hier wirken wieder am Punkte $S$ der Welle $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten

Ebene, ferner an den Punkten $Q$ und $O$ der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N =$ 1010 kg und $H = 5050$ kg (Fig. 4b); dieselben lassen sich je in eine lotrechte und wagerechte Komponente $N' = 1000$ kg und $N'' = 130$ kg bezw. $H' = 5000$ kg und $H'' = 800$ kg zerlegen. Nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 9a und 10a) ergeben sich die zugehörigen Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10) genau wie vordem. Die aus den letzteren abgeleiteten Stützendrücke sind aus Fig. 9b und 10b zu entnehmen.

Die Beanspruchung der Kurbelarme ist aus Fig. 11a und 11b ersichtlich. Die Größe der betreffenden Momente ergibt sich wieder aus den durch stärker gestrichelte Linien der zugehörigen Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10) hervorgehobenen Ordinaten, die aber hier noch in Richtung des betreffenden Kurbelarmes und senkrecht dazu zerlegt werden müssen, bezw. aus Fig. 9b und 10b, nach Zerlegung der in Betracht kommenden Kräfte in gleicher Weise.

(Zweckmäßiger dürfte in Hinsicht auf die Kurbelarme sein, die Schubstangenkräfte schon von vornherein nicht in lotrechte und wagerechte Komponenten, sondern in senkrecht zur Richtung der Kurbelarme und in die Richtung der letzteren fallende Tangential- bezw. Normalkräfte zu zerlegen.)

In Fig. 11 sind die beiden Biegungsmomentenflächen (Fig. 9 und 10, mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens und der Welle zur ideellen Biegungsmomentenfläche vereinigt.

Die den beiden Kurbelstellungen I und II der Welle entsprechenden ideellen Biegungsmomentenflächen sind in Fig. 12 übereinander gelegt; die Ordinaten dieser Flächen ergeben für eine angenommene Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm die Abmessungen der in Fig. 13 dargestellten Kurbelwelle.

## D. Excenter und deren Stangen.

Das Excenter (Fig. 258) bildet einen auf den Durchmesser der Welle excentrisch ausgebohrten Zapfen — die Excenterscheibe — mit darüber greifendem Bügel.

Der Durchmesser $d$ der Excenterscheibe ist bestimmt durch

$$d = 2(\rho + 0{,}5\,D + s + x) = 2\,\rho + D + 2\,s + 2\,x, \quad . \quad . \quad \mathbf{40}$$

worin bedeutet

$\rho$ die Excentricität in cm,
$D$ den Durchmesser der Welle in cm,
$s$ die kleinste Nabenstärke des Excenters in cm,
$x$ die Stärke des äußeren Randes in cm.

Ist $D_0$ die Wellenstärke (in cm), die dem zu übertragenden Drehmomente $M_d = P\,r = 0{,}2\,D_0^3\,k_d$ entspricht, so kann nach C. v. Bach für gußeiserne Excenter gesetzt werden

$$s = 0{,}2\,(D_0 + 0{,}5\,D) + 0{,}5 \text{ bis } 0{,}25\,(D_0 + 0{,}5\,D) + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Excenter aus Flußeisen oder Stahl erhalten eine um 20 bis 30% geringere Nabenstärke $s$.

Die Größe $l$ (in cm), d h. die Länge des Zapfens, an dessen Stelle das Excenter getreten ist, muß bei mittleren Verhältnissen der Beziehung

$$l \geqq \frac{P_m n}{w}$$

genügen (vergl. Gl. 31, S. 182).

Darin bedeutet

$P_m$ den in der Mittelebene des Excenters wirkenden mittleren Druck in kg,

$n$ die minutliche Umdrehungszahl des Excenters,

$w$ eine Erfahrungszahl, für welche gesetzt werden kann

$w = 10000$, für Flußeisen oder Stahl (Bügelmaterial) auf Gußeisen (Excentermaterial),

$w = 20000$, für Weißmetall (Futter der Excenterbügel) auf Gußeisen,

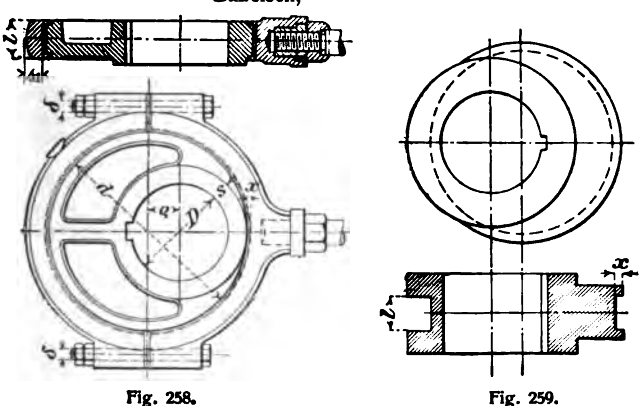


Fig. 258. Fig. 259.

entsprechend zulässigen Werten der (specifischen) Reibungsarbeit $A_s$ in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion von 0,33 bezw. 0,66 und einem Reibungskoeffizient $\mu = \frac{1}{20}$.

Sind die Excenter starkem Luftzuge ausgesetzt, wie z. B. bei Lokomotiven, so kann $w$ höher gewählt werden als für gewöhnliche Fälle.

Für die Größe $x$ in Gl. 40 kann $\frac{D_0}{16} + 0{,}5$ bis $\frac{D_0}{10} + 0{,}5$ cm gesetzt werden.

Wirkt $P_m$ nicht in der Mittelebene des Excenters, so ist $x$ entsprechend stärker zu wählen.

Damit der Durchmesser $d$ des Excenters möglichst klein ausfällt, wird dasselbe mit seitlichen Naben versehen (Fig. 259), zuweilen auch mit der Welle aus einem Stück geschmiedet.

Excenterscheiben auf gekröpften Wellen (bei Zweicylindermaschinen, oder wenn die Welle an der Stelle, wo das Excenter sitzt, schwächer ist) macht man zweiteilig (Fig. 260, 261 und 262). Zur Verbindung beider Hälften dienen Kopfschrauben mit Stiftsicherung (Fig. 262), oder

Schraubenbolzen mit Querkeilen (Fig. 260); an Stelle der letzteren finden zuweilen auch Schraubenmuttern Verwendung (Fig. 261).

Fig. 260.

Nutenkeile für die Befestigung der Excenter auf ihren Wellen erhalten eine

Breite $b = 0{,}5\, l$,
Höhe $h = 0{,}25\, l$.

Mit Rücksicht auf gerades Aufkeilen sind lange Naben zu empfehlen.

Um Excenter innerhalb gewisser Grenzen verstellen zu können, verwendet G. Kuhn in Stuttgart-Berg eine gezahnte Feder, die, wie Fig. 261 erkennen läßt, mittels Stellschraube *s* gegen ein in die Welle eingelassenes Zahnsegment *h* gepreßt wird. Bei einer beabsichtigten Verdrehung des Excenters nach links oder nach rechts wird die verzahnte Feder durch die Schraube gehoben.

Die aus Flußeisen (Stahl) oder Gußeisen gefertigten Excenterbügel (Excenterringe) sind zumeist als offene geteilte Köpfe mit Flanschen für die durchgehenden Verbindungsschrauben ausgeführt.

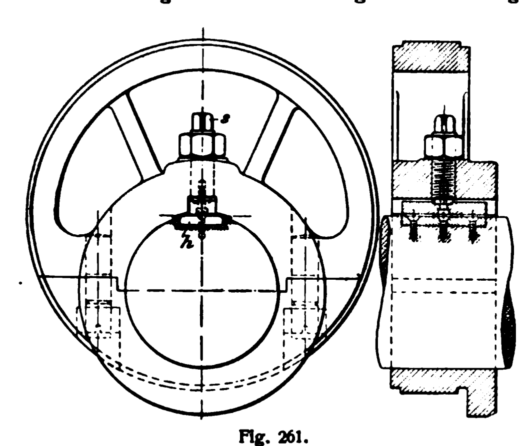



Fig. 261.

Damit die Reibungsverluste der Excenter möglichst gering ausfallen und ein Heißlaufen derselben verhütet wird, erhalten flußeiserne Bügel ein Lagerfutter aus Rotguß oder aus Weißmetall; auch gußeiserne Bügel werden, sofern $P_m\, n$ groß ausfällt, mit einem Weißmetallfutter versehen.

Zuweilen erhalten die Excenter, um gegen Abweichungen der Welle von ihrer richtigen Lage unempfindlicher zu werden, kugelförmige Laufflächen.

Die Verbindung der Excenterbügel mit den Excenterstangen erfolgt durch Flanschen und Schrauben (Fig. 260), oder durch eine Hülse mit Querkeil (Fig. 262); auch werden runde Excenterstangen mit einem Gewinde versehen und in die Bügelhülse oder in eine Rotgußbüchse derselben eingeschraubt, außerdem durch eine vorliegende Schraubenmutter gegen Drehung gesichert (Fig. 258).

Bei Kulissensteuerungen wird die Excenterstange mit der einen Bügelhälfte häufig in einem Stück geschmiedet.

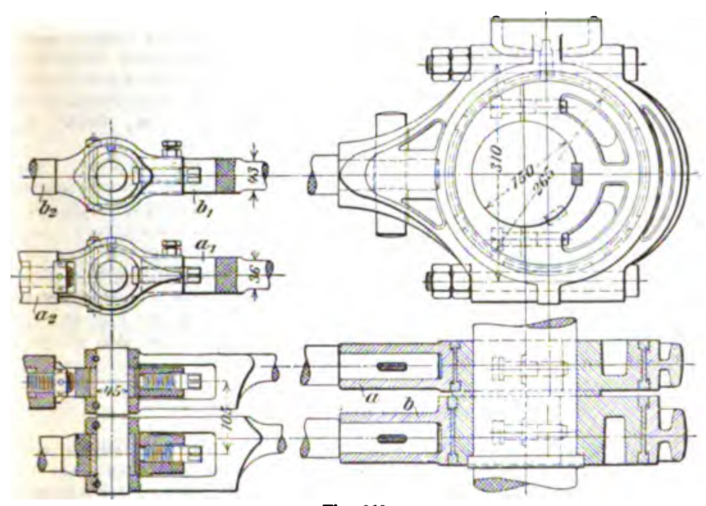


Fig. 262.

Für die Berechnung der Bügelstärke $s_1$ kann unter Bezugnahme auf Fig. 258 gesetzt werden

$$\frac{P_m}{2}\left(\frac{d}{2}-\frac{D}{4}\right)=\frac{l\,s_1^2}{6}\,k_b,$$

wenn $P_m$ die mittlere Stangenkraft und $k_b$ die Biegungsbeanspruchung des Bügelmaterials (für Flußeisen $k_b = 300$, für Gußeisen $k_b = 150$ kg/qcm) bedeutet.

Der äußere Durchmesser $\delta$ der Bügelschrauben ergibt sich aus

$$\frac{P_m}{2} = 600\,\delta^2 \text{ bis } 800\,\delta^2.$$

Die Excenterstangen haben entweder rechteckigen oder runden Querschnitt. Die Abmessungen desselben sind mit Rücksicht auf die Beanspruchung nach den Regeln der Festigkeitslehre zu bestimmen.

Fig. 262 zeigt die zu einer liegenden Dampfmaschine von 300 mm Cyld.-Dchm. und 600 mm Hub mit Doppelschiebersteuerung gehörigen

beiden Excenter, Excenterstangen u. s. w. nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Das Expansionsexcenter $a$ hat 36 mm, das Verteilungsexcenter $b$ 32 mm Excentricität; in ihren Hülsen sind die zugehörigen Stangen $a_1$ bezw. $b_1$ mittels Querkeiles befestigt. Die Excenterscheiben sind zweiteilig und durch je zwei Kopfschrauben mit Stiftsicherung miteinander verbunden. Die gegabelten Enden der Excenterstangen tragen mittels eingelassener Schraubenbolzen befestigte Zapfen, die in nachstellbaren Lagern der Schieberstangenführungen $a_2$ bezw. $b_2$ schwingen.

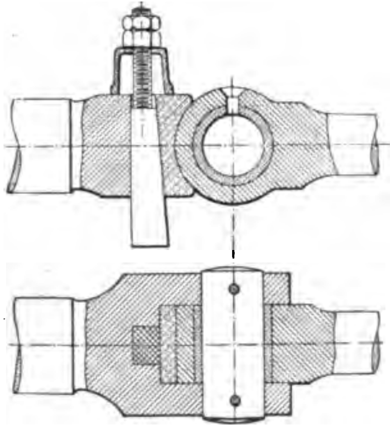


Fig. 263.

Häufig werden zur Vermeidung toten Ganges der Gelenkverbindungen zwischen Excenter- und Schieberstange die hier auftretenden Druckkräfte nicht durch die Gelenkzapfen, sondern in der Fig. 263 ersichtlichen Weise durch die Gelenkköpfe übertragen, die sich zu dem Zwecke gegen eine nachstellbare Lagerschale legen.

## E. Schubstangen.

Die zur Verbindung von Zapfen umlaufender und geradlinig sich bewegender Maschinenteile dienenden Schubstangen bestehen aus den die ersteren umschließenden Köpfen und dem diese verbindenden Schaft. Zuweilen ist das eine Ende der Schubstange gegabelt und trägt in diesem Falle auch den Zapfen.

### a) Schaft der Schubstangen.

Derselbe wird vorzugsweise auf Zug bezw. auf Druck oder Knickung durch die Stangenkraft beansprucht. Den vom Eigengewichte und vom Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Biegungsbeanspruchungen wird zumeist durch entsprechende Wahl des Sicherheitsgrades gegen Knicken Rechnung getragen.

Es bezeichne

$P$ den größten Wert der Stangenkraft in kg,
$l$ die Länge der Stange von Mitte bis Mitte Zapfen in cm,
$J$ das kleinste Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in der Mitte in $cm^4$,
$E$ den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials in kg/qcm,
$\mathfrak{S}$ den Sicherheitsgrad gegen Knicken,
$r$ den Kurbelhalbmesser in cm,
$n$ die minutliche Umdrehungszahl.

Für die Beanspruchung auf Knickung gilt allgemein (vergl. S. 45)

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{EJ}{l^2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 41$$

## 1. Stangen für kleine und mittlere Geschwindigkeiten.

Bei normalen Schubstangen der Dampfmaschinen mit mittleren Kolbengeschwindigkeiten von etwa 1,5 bis 2 m/sek kann für kreisförmigen Querschnitt ($d_m$ = Durchmesser in der Mitte) $\mathfrak{S} = 25$ gesetzt werden.

Damit ergibt sich, sofern noch $E = 2\,000\,000$ kg/qcm, aus Gl. 41

$$P = \frac{\pi^2}{25} \frac{\frac{d_m^4}{20}}{l^2} 2\,000\,000 \sim 40\,000 \frac{d_m^4}{l^2}.$$

Nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Stangendurchmesser bis $0{,}8\, d_m$, nach dem Kreuzkopfzapfen hin bis $0{,}7\, d_m$ ab. Bei großem Kurbelzapfen (z. B. bei gekröpften Wellen) läßt man den Querschnitt nach dem Kurbelzapfen hin wachsen (im Verhältnis bis 1 : 1,3), oder man hilft sich durch Abflachung.

Bei sehr langsam gehenden Maschinen empfiehlt sich, $\mathfrak{S}$ bis 33 zu wählen; bei stoßweisem Wechsel der Richtung von $P$, wie es z. B. bei Pumpen möglich ist, soll $\mathfrak{S}$ etwa 40 bis 60 und mehr betragen.

Ist der Querschnitt der Stange kreisringförmig (äußerer Durchmesser $D$ cm und innerer Durchmesser $d$ cm), so ist $J = \frac{D^4 - d^4}{20}$ in Gl. 41 einzusetzen.

Für Stangen mit rechteckigem Querschnitte (Breite $b$ cm und Höhe $h = 1{,}75\, b$ bis $2\, b$ cm in der Mitte) ist

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{b^3 h}{12\, l^2},$$

woraus mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1{,}8\, b$ und $E = 2\,000\,000$ kg/qcm

$$P = 200\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Schmiedeisen}$$

und mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1{,}5\, b$, $E = 120\,000$ kg/qcm

$$P = 10\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Holz.}$$

Die Höhe der Stange an den Köpfen kann $1{,}2\, h$ bezw. $0{,}8\, h$ gewählt werden; die Breite $b$ bleibt konstant.

## 2. Stangen für große Geschwindigkeiten.

Derartige Stangen werden mit Rücksicht auf die störenden Bewegungen infolge abwechselnder Beschleunigung und Verzögerung der hin und her gehenden Massen möglichst leicht hergestellt. Der Umstand, daß bei raschem Wechsel von Zug und Druck sich Formänderungen nicht ausbilden können, unterstützt diese Bestrebungen um so mehr, je schneller der Gang ist.

Unter Voraussetzung rechteckigen Querschnittes von der Breite $b$ und der Höhe $h$ cm ergibt sich bei $\mathfrak{S} = {}^{20}/_{3}$ bis ${}^{10}/_{3}$, $h = 2\,b$, $E = 2\,000\,000$ kg/qcm

$$P = 500\,000\,\frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 1\,000\,000\,\frac{b^4}{l^2}.$$

Zur Erzielung eines möglichst geringen Gewichtes erhalten die Stangen durch seitliches Aushobeln auch wohl T-förmigen Querschnitt.

Damit die von der Zugwirkung und dem Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Normalspannungen die zulässige Biegungsbeanspruchung des Stangenmaterials nicht überschreiten, ist festzuhalten, daß

$$\frac{P}{b\,h} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2\,r}{h} \leqq k_b,$$

worin bei gewöhnlichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 300$, bei vorzüglichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 400$, bei gutem Flußstahl $k_b = 500$ kg/qcm zu setzen ist.

### b) Köpfe der Schubstangen.

Je nach der äußeren Form unterscheidet man offene und geschlossene Schubstangenköpfe. Die von ihnen umschlossenen Lagerschalen sind mit Nachstellvorrichtungen zu versehen, derart, daß die Stangenlänge von Mitte zu Mitte Zapfen möglichst unverändert bleibt. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn die Nachstellung des einen Lagers eine Verlängerung, diejenige des anderen dagegen eine Verkürzung der Stangenlänge zur Folge hat. Das erstere tritt ein durch Nachstellen der inneren, das letztere durch Nachstellen der äußeren Schale (s. Fig. 267).

Für die Abmessungen der Köpfe sind Festigkeitsrücksichten maßgebend, – plötzliche Querschnitts- und Formänderungen sind zu vermeiden.

Fig. 264 zeigt die Schubstange einer Dampfmaschine mit offenem Kurbelzapfenkopf, wie sie früher vielfach ausgeführt wurde. Die Befestigung des die Lagerschalen umschließenden Bügels geschieht durch einen Flachkeil und zwei Nasenkeile (Beilagen). Die Nachstellung der einen (äußeren Schale) erfolgt durch Anziehen des durch eine Stellschraube gesicherten Flachkeiles, was eine Verkürzung der Stangenlänge zur Folge hat. Das andere, gabelförmig ausgebildete Stangenende trägt den Kreuzkopfzapfen.

Durchmesser und Länge der Zapfen sind unter Zugrundelegung der Stangenkraft $P$ zu berechnen (s. S. 180 u. ff.).

Für die Bügelstärke $s_1$ gilt mit $k_b = 600$ kg/qcm (für Schweißeisen)

$$\frac{P}{2}\,x = \frac{b\,s_1^2}{6}\,k_b.$$

Die mittlere Keilhöhe $s_2$ (für alle drei Keile gleich) folgt aus

$$\frac{1}{3}\,\frac{P}{2}\,x = \frac{s_3\,s_2^2}{6}\,k_b.$$

Für Flußstahl als Keilmaterial ist $k_b = 1000$ kg/qcm in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Die Keilstärke wählt man $s_3 \sim \frac{b}{4}$.

Aus $s_3 s_4 k = 0{,}5\,P$ folgt die Bügelstärke $s_4$. (Die zulässige Pressung $k$ darf mit Rücksicht auf die Spannungsverbindung nicht höher als 400 bis 500 kg/qcm angenommen werden.)

Der Anzug des Keiles kann $^1/_{20}$ betragen.

Der linke Stangenkopf wird, nachdem die Schaftstärke $d_m$ ermittelt worden ist, nach freiem Ermessen aufgezeichnet, d. h. es werden Breiten und Stärken angenommen und diese alsdann auf ihre Zulässigkeit geprüft.

Die Beanspruchung im Querschnitte $AB$ erfolgt durch die abwechselnd als Zug und als Druck auftretende Kraft $^1/_2\,P$ und durch das Biegungsmoment $\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - z\right)$, worin $z$ den Schwerpunktsabstand des Querschnittes bedeutet. Zur Vereinfachung der Rechnung kann die Form des Querschnittes durch ein Rechteck ersetzt werden.

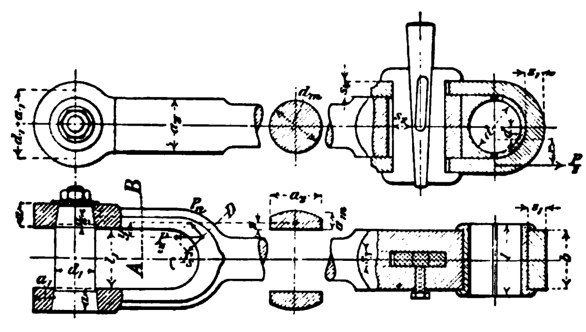


Fig. 264.

Es findet sich dann die von der Kraft $\frac{P}{2}$ herrührende Normalspannung, wenn $a_m$ die mittlere Höhe des rechteckigen Querschnittes bedeutet,

$$\sigma_1 = \frac{\frac{P}{2}}{a_2\, a_m}$$

und die von dem Biegungsmomente herrührende größte Spannung

$$\sigma_2 = \frac{\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2}\right)}{\frac{a_2\, a_m^2}{6}},$$

also die größte Gesamtspannung $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$; dieselbe kann für Schweißeisen, mit Rücksicht auf den Wechsel der Spannungsrichtung, $\sigma \leqq 300$ kg/qcm gewählt werden.

Der Querschnitt $CD$ wird beansprucht durch die zu vernachlässigende Schubkraft $P_s$, die Normalkraft $P_n$ und das Biegungsmoment $^1/_2\,Py$.

Die in gleicher Weise wie vordem ermittelte größte Gesamtspannung $\sigma$ soll auch hier 300 kg/qcm nicht überschreiten.

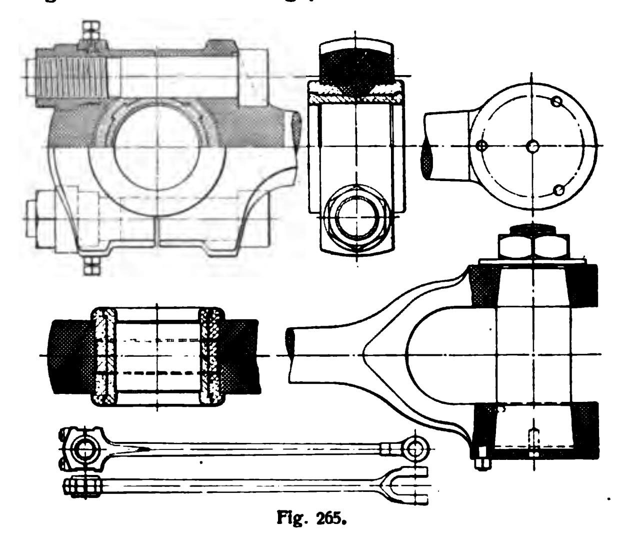


Fig. 265.

Die geringste Wandstärke $a_1$ folgt aus

$$\frac{P}{2}\,\frac{d_1 + a_1}{8} = \frac{a\,a_1^2}{6}\,k_b,$$

worin $k_b \leq 600$ kg/qcm gesetzt werden kann.

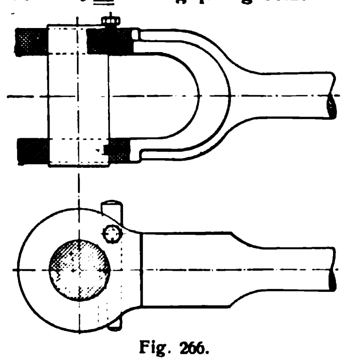


Fig. 266.

Fig. 265 zeigt eine Schubstange mit offenem Kurbelzapfenkopf (sog. Schiffskopf) für gekröpfte Wellen nach Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur. Die bronzenen Lagerschalen sind mit Weißmetall ausgegossen. Das Nachziehen der äußeren Schale erfolgt durch Schrauben mit flachgängigem Gewinde und Pennscher Sicherung. Der Kreuzkopfzapfen ist mit seinen kegelförmigen Enden in das gegabelte Stangenende sauber eingeschliffen; zur Befestigung dient eine Mutter mit Splintsicherung, ferner eine vorgeschraubte Druckplatte.

Cylindrische Kreuzkopfzapfen werden nach Fig. 266 mittels schmaler Flachkeile, zu deren Sicherung Kopfschrauben dienen — zuweilen auch durch Stifte — in dem gegabelten Kreuzkopfende befestigt.

Die in Fig. 267 dargestellte Schubstange hat beiderseits geschlossene Köpfe. Das Nachstellen der Schalen geschieht am Kurbel-

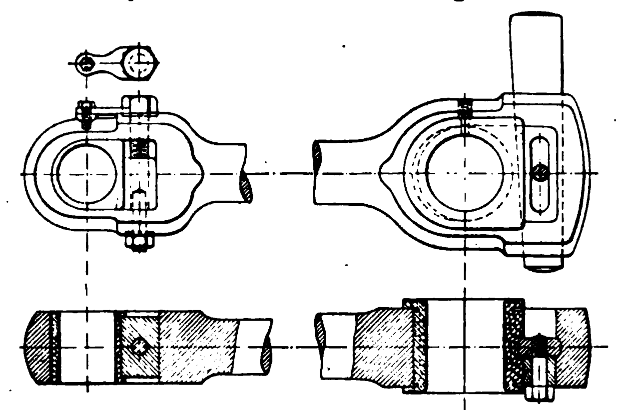


Fig. 267.

ende durch einen mittels Kopfschraube gesicherten Flachkeil (Anzug 1/15), am Kreuzkopfende durch einen Stellkeil (Anzug 1/5), der mittels einer Schraube bewegt wird. Zur Sicherung der Schraube dient ein Legschlüssel.

Häufig geschieht bei liegenden Dampfmaschinen das Nachziehen der inneren Lagerschale des Kreuzkopfzapfens in der Fig. 268 ersichtlichen Weise mittels eines querliegenden Flachkeiles, zwischen den und die Lagerschale zuweilen noch ein Paßstück (aus Stahl) gelegt ist. Dieses bezweckt die Verlegung des Stellkeiles so weit nach rückwärts, als es die Form des Kreuzkopfes erfordert.

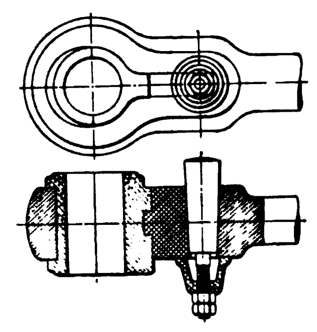


Fig. 268.

## F. Geradführungsteile.

Hierunter gehören die zur Geradführung von Stangen in Lagern, Büchsen oder auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes dienenden Maschinenteile.

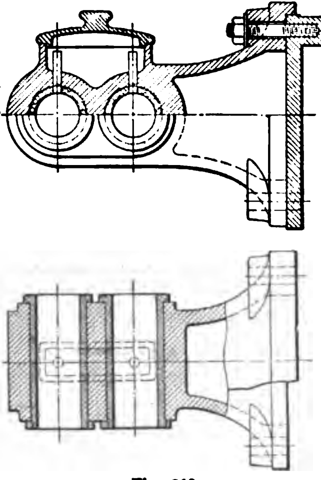
### a) Geradführung in Lagern oder Büchsen.

Fig. 269 zeigt einen einfachen Führungsbock, wie er z. B. bei den zu einer Meyerschen Schiebersteuerung gehörigen Stangen Verwendung findet. Letztere gleiten in Rotgußbüchsen mit einseitigem Flansch, die in den am Maschinenrahmen befestigten, in der Regel in Hohlguß ausgeführten Lagerkörper eingelegt und durch einen auf-

geschraubten Ring gegen achsiale Verschiebungen gesichert werden. Zuweilen werden die außen glatt abgedrehten Büchsen in den Lagerkörper fest eingetrieben.

Das mit dem Regulatorbock zusammengegossene Führungsgehäuse für die zu einer liegenden Dampfmaschine mit Ridersteuerung gehörigen beiden Schieberstangen — nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur — läßt Fig. 270 erkennen; es ist mittels ovalen Flansches am Maschinenrahmen befestigt.

Die in je zwei Rotgußbüchsen des Gehäuses geführten Zwischenstücke $a$ und $b$ sind einerseits mit den bereits in Fig. 262 (S. 289) dargestellten Excenterstangen gelenkig, andererseits mit den Stangen $a_1$ und $b_1$ des Verteilungs- bezw. Expansionsschiebers stellbar verbunden. Zu dem Zwecke ist das Ende des Zwischenstückes $a$ mit einem Links-, dasjenige der zugehörigen Schieberstange $a_1$ mit einem Rechtsgewinde versehen, über welche die entsprechendes Muttergewinde tragende Stahlmuffe $m$ greift.


Fig. 269.

Die Verstellung der Expansionsschieberstange $b_1$ geschieht durch Drehung der in eine Rotgußmutter $o$ des ausgebohrten und mit einer längeren Durchbrechung versehenen Zwischenstückes $b$ geschraubten, mittels außenliegender Gegenmutter gesicherten Kopfschraube $n$ in der Fig. 270 erkennbaren Weise.

Auf der Expansionsschieberstange $b_1$ ist mittels Nut und Feder der durch die Öffnung des Zwischenstückes $b$ tretende Hebel $f$ befestigt; an seinem freien Ende ist derselbe mit einem Schlitz versehen, in dem der abgeflachte Teil des am Ende des Regulatorstellhebels $e$ lose drehbaren Bolzens $g$ liegt. Die Abbildung zeigt noch den Antrieb und die Führung der Regulatorspindel in einer oberen Büchse $h$, sowie auf der unteren stellbaren Spurplatte $i$, ferner die Verbindung des Regulatorhebels $e$ mit dem über den Regulatormuff greifenden, durch Gewichte belasteten Schleifring $k$.

Bei der Fig. 271 ersichtlichen Schieberstangenführung für eine liegende Dampfmaschine mit Ridersteuerung ist der die Regulatorbewegungen auf die Expansionsschieberstange $b_1$ übertragende Hebel $f$ nicht unmittelbar auf der letzteren befestigt und damit gezwungen, die hin und her gehenden Bewegungen derselben mitzumachen, sondern auf eine Büchse $h$ geklemmt, die mittels eines Flachkeiles auf die Expansionsschieberstange einwirkt. Dies wird durch entsprechende Aussparungen des Zwischenstückes $b$, sowie durch in die Büchse $h$ eingehobelte Längsschlitze, in denen der mit der Expansionsschieberstange verbundene Flachkeil gleitet, ermöglicht.

Die Verbindung des Hebels *f* mit dem Regulatormuff erfolgt durch einen über den Schleifring desselben greifenden doppelarmigen Hebel *e* und die stellbare Zugstange *b'*. Antrieb und Führung der Regulatorspindel sind ebenfalls erkennbar.

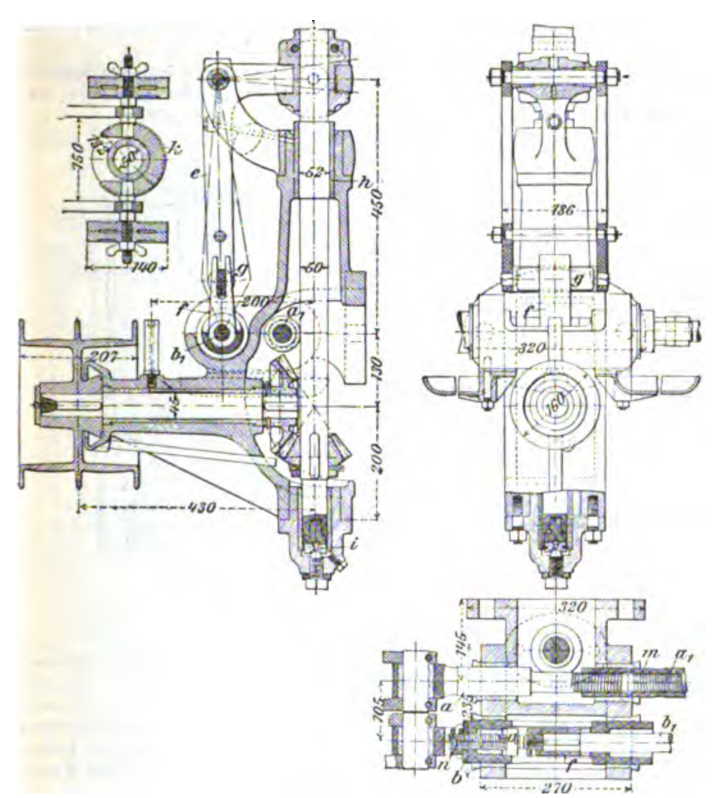



Fig. 270.

Die Schieberstangenführung für den Hochdruckcylinder einer stehenden Verbunddampfmaschine mit Ridersteuerung der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg, und gleichzeitig auch die Einstellung der Expansionsschieberstange durch den Regulator zeigt Fig. 272. Letzterer bewirkt mittels Hebels *f* die Drehung einer Rotgußbüchse *m*, die durch zwei Federn mit einem in ihr gleitenden Führungsstücke *n* in Verbindung steht. An diesem ist einerseits die Expansionsschieberstange *b*, andererseits ein drehbarer Kloben befestigt,

über dessen Zapfen die gegabelte Excenterstange greift. Die Bewegungsübertragung des zum Grundschieber gehörigen Excenters auf die Stange *a* des ersteren, die hier hohl ausgeführt ist und die Stange *b* des Expansionsschiebers koncentrisch umschließt, geschieht in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise durch Einschaltung eines die hohle Stange *a* mit der nach oben verlängerten Führungsstange *p* verbindenden Zwischenstückes *o*.

Zur Geradführung von Stangen dienen auch die insbesondere bei direkt wirkenden Dampfpumpen zur Verringerung der Baulänge derselben in Anwendung kommenden sog. Kurbelschleifen.

Fig. 273 zeigt die zu einer Dampfpumpe von 250 mm Hub gehörige Kurbelschleife mit Gleitklotz nach Ausführung der Firma E. Leutert in Halle a. S.

Die Dampf- und Pumpenkolbenstange tragen je ein ⊔-förmiges Querstück aus Flußstahl mit parabolisch gestalteten Seitenwänden, welche, durch Schrauben und gußeiserne Zwischenstücke miteinander

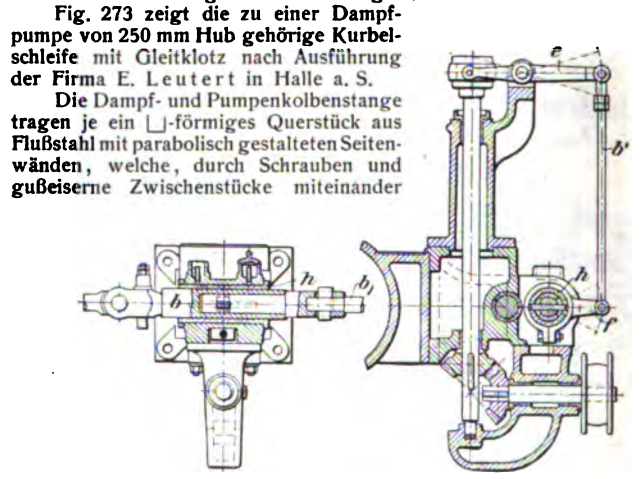



Fig. 271.

verbunden, die zwischen bearbeiteten Flächen des Maschinenrahmens gleitende Schleife bilden. Der über die Kurbelkröpfung greifende Gleitklotz aus Rotguß ist zweiteilig mit parallel zur Schleife gerichteter Trennungsfuge hergestellt; er hat den von der Kolbenstangenkraft herrührenden Zapfendruck $P$ wechselweise auf die Gleitflächen der beiden Querstücke zu übertragen. Jedes derselben ist als ein mit den Enden frei aufliegender Träger zu betrachten, dessen Abmessungen in der Mitte nach den Regeln der Biegungsfestigkeit zu ermitteln sind.

Bezeichnet $l$ die Entfernung der Verbindungsbolzen beider Querstücke, $W$ das Widerstandsmoment derselben für den mittleren Querschnitt, so folgt

$$\frac{Pl}{4} = W k_b \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 42$$

Sehr häufig wählt man die Abmessungen der Querstücke, um der Gefahr des Festklemmens des Gleitklotzes bezw. des Entstehens von zu großem Spielraum zu begegnen (nach C. v. Bach), unter Annahme einer zulässigen Durchbiegung $\delta$ derselben.

Diese erhält man, wenn noch $J$ das Trägheitsmoment des mittleren Querschnittes der Kurbelschleife, $\alpha$ den Dehnungskoeffizienten des Materials bedeutet — unter der Voraussetzung, daß die Begrenzungslinien des Querstückes einem Körper gleicher Festigkeit entsprechen —, aus

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{J} \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 43$$

In der Regel wird 0,16 mm als höchster zulässiger Wert für $2\delta$ genügen.

Ein den erhaltenen Abmessungen entsprechender prismatischer Träger würde sich nur um die Hälfte des aus Gl. 43 ermittelten Betrages durchbiegen.

Überschreitet die Biegungsbeanspruchung

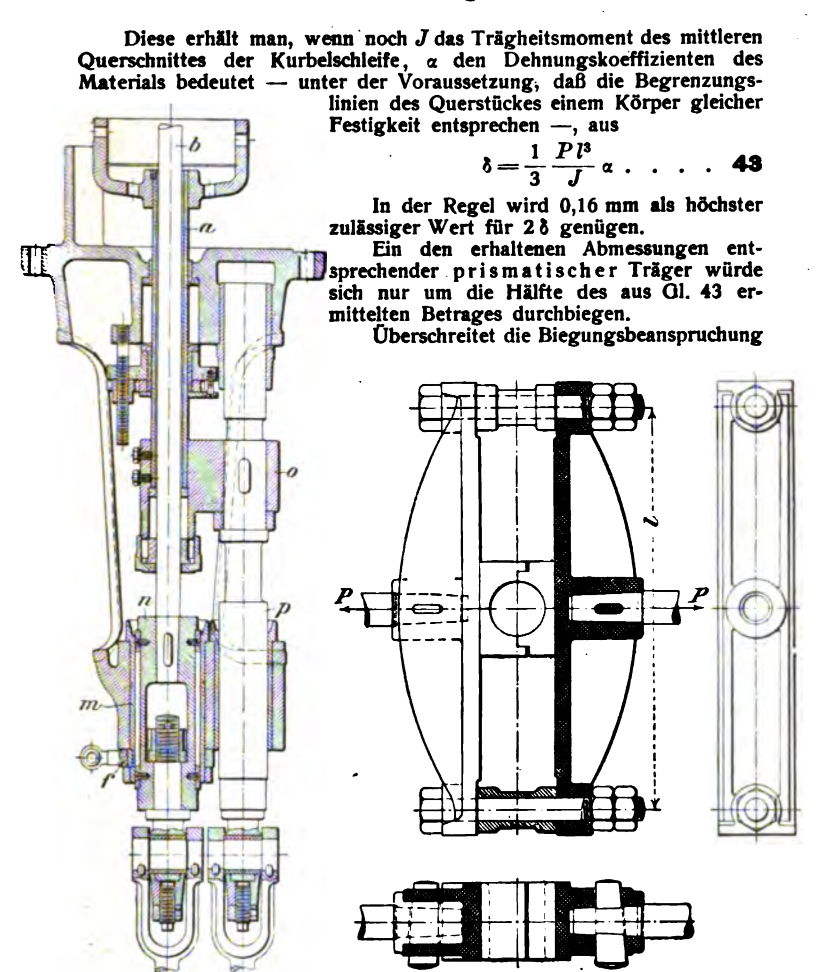



Fig. 272. Fig. 273.

$k_b$ der Querstücke das mit Rücksicht auf den Wechsel der Kraftrichtungen zulässige Maß, so sind die Abmessungen derselben nach Gl. 42 zu berechnen.

In Fig. 274 bildet die Kurbelschleife einen einzigen gußeisernen Rahmen, dessen zweiteiliger Gleitklotz aus demselben Material mittels eines durch Kopfschrauben längs der festen Gleitbahn des einen Querstückes beweglichen schmiedeisernen Keilstückes nachstellbar gemacht

werden kann. Behufs Geradführung wird der Rahmen von einer unteren Stange getragen, die in zwei auf dem Maschinenrahmen befestigten Lagern gleitet.

Zuweilen wird die Gleitbahn des einen Querstückes durch eine aufgelegte keilförmige Schiene nachstellbar gemacht.

Die Kurbelschleifen kleinerer, insbesondere stehender Dampfpumpen erhalten keine besonderen Geradführungen; der seitliche Führungsdruck wird in diesen Fällen von den Grund- bezw. den Stopfbüchsen des Dampf- und Pumpencylinders aufgenommen.

Bei den kleineren Dampfpumpen von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal erfolgt die unmittelbare Verbindung der Kolbenstangen des Dampf- und Pumpencylinders durch ein bügelförmiges Verbindungsstück (Maschinenelement Klein), dessen lange Schenkel derart gegeneinander versetzt liegen, daß der Stangenkopf zwischen

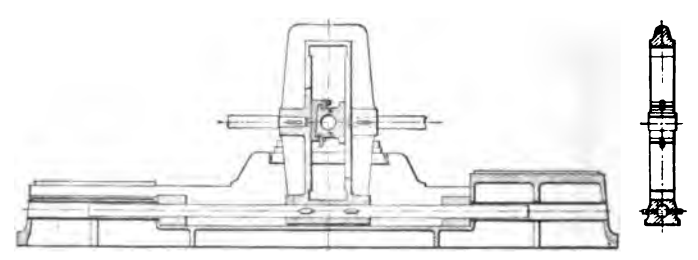


Fig. 274.

ihnen durchschwingen kann; infolgedessen fällt die Weite des Bügels und damit die Entfernung desselben von dem Ständer — bei liegenden Pumpen von der Grundplatte — verhältnismäßig gering aus (s. unter „Kolbenpumpen“).

## b) Geradführung auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes.

Der bei einfachen Kurbeltrieben, wie sie bei Dampfmaschinen, größeren Pumpen u. dergl. Anwendung finden, zur Geradführung der Kolbenstange dienende, aus Gußeisen, Stahlguß oder Flußeisen hergestellte Kreuzkopf ist entweder lagerartig (s. z. B. Fig. 275) oder gabelförmig (s. z. B. Fig. 280) ausgebildet; er trägt einerseits die in geeigneter Weise mit ihm verbundene Kolbenstange des Dampf- bezw. Pumpencylinders, andererseits einen in der Schwingungsebene der Schubstange liegenden Zapfen, dessen zumeist kegelförmige Enden in entsprechende Bohrungen des Kreuzkopfes bezw. in solche des gegabelten Schubstangenendes eingeschliffen sind. Im letzteren Falle ist die für den Zapfen erforderliche Nachstellvorrichtung in den Kreuzkopfkörper zu verlegen (s. z. B. Fig. 275).

Die zur Geradführung des Kreuzkopfes selbst dienenden Gleitbahnen erhalten wegen der bequemen Bearbeitung zumeist cylindrische, mitunter auch, z. B. bei stehenden Dampfmaschinen, ebene Berührungsflächen; sie sind so stark auszuführen, daß schädliche Durchbiegungen infolge Wirkung des von der Kolbenstangenkraft her-

rührenden Normaldruckes $N$ (vergl. S. 269) nicht eintreten können. Zu beachten ist, daß der auf die Gleitbahnen wirkende Normaldruck bei Rechtsdrehung einer Dampfmaschine stets nach abwärts, bei Linksdrehung derselben stets nach aufwärts gerichtet ist; wirkt dagegen die Schubstange treibend auf den Kreuzkopf, wie es z. B. bei Transmissionspumpen der Fall ist, so ändert sich die Richtung des Normaldruckes. Für eine bestimmte Drehungs- und Kraftrichtung einer Maschine wird sonach der Normaldruck $N$ stets nur auf einer Gleitbahn (entweder auf der oberen oder auf der unteren) zur Wirkung kommen. Zur Vermeidung von Stößen in den Gleitflächen des Kreuzkopfes, die bei einer links umlaufenden Maschine infolge des von der Schubstangenkraft herrührenden veränderlichen Normaldruckes $N$ eintreten, empfiehlt

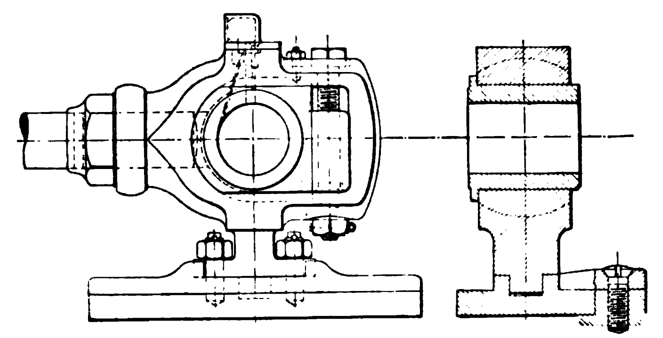


Fig. 275.

sich, — wenn möglich — nur rechtsgehende Maschinen anzuordnen, da bei diesen der von $N$ und dem Gewichte des Kreuzkopfes nebst Zubehör herrührende Bahndruck stets nach abwärts gerichtet ist. Die Erhaltung einer hinreichenden Ölschicht zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn erscheint überdies nur bei der letzteren Anordnung gesichert.

Einen nur auf der einen Seite des zugehörigen Zapfens geführten, zu einer stehenden Dampfmaschine gehörigen Kreuzkopf aus Flußeisen zeigt Fig. 275.

Die in den Kreuzkopfkörper eingeschraubte Kolbenstange ist durch eine schmiedeiserne Mutter gegen Drehung gesichert. Zur Nachstellung der zweiteiligen, aus Rotguß gefertigten Lagerschalen des Kreuzkopfzapfens dient ein mittels Stellschraube bewegter Stahlkeil (Anzug 1 : 10). Der über einen Zapfen des Kreuzkopfkörpers greifende gußeiserne Gleitschuh wird durch Schraubenbolzen gegen Verdrehungen gesichert.

Die Abmessungen der Gleitschuhe sind unter Annahme einer Flächenpressung von 2 bis 3 kg/qcm zu berechnen. Wenn möglich, soll bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten von 2 bis 2,5 m/sek die erstere Zahl nicht überschritten werden.

Abnutzungen sind durch geeignete Nachstellvorrichtungen der Gleitflächenteile (Gleitschuhe, Gleitbahnen) oder aber — in einfachster

Weise — durch dünne, zwischen Gleitschuh und Kreuzkopf gelegte Metallbleche auszugleichen.

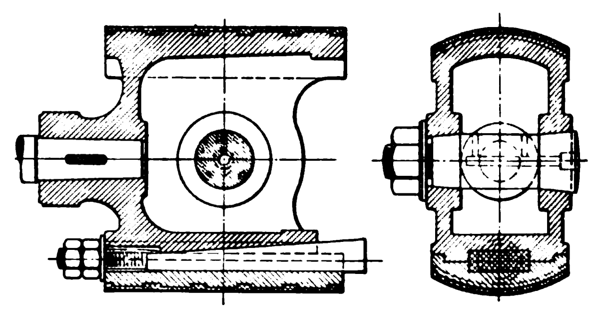


Fig. 276

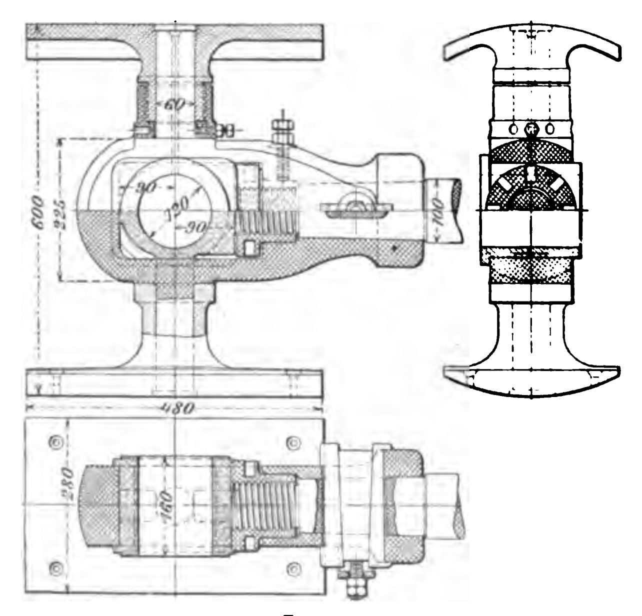



Fig. 277.

Eine besondere Nachstellung des Gleitschuhes mittels eines hintergelegten Flachkeiles zeigt der Fig. 276 ersichtliche, gabelförmig gestaltete Kreuzkopf aus Gußeisen (s. auch Fig. 277).

Sofern die Pressung zwischen den gleitenden Flächen gering gehalten wird, sind bei hinreichender Schmierung Nachstellvorrichtungen nicht erforderlich.

Den aus Flußeisen hergestellten lagerartigen Kreuzkopf einer liegenden Dampfmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur — zu der Fig. 265 ersichtlichen Schubstange mit gegabeltem Kreuzkopfende gehörig — zeigt Fig. 277.

Die durch eine stellbare Keilverbindung im Kreuzkopfkörper gehaltene Kolbenstange ist an ihrem Ende mit einem flachgängigen Gewinde versehen, über welches eine zur Nachstellung der zweiteiligen Lagerschalen des Kreuzkopfzapfens dienende, mittels Kopfschraube gesicherte Mutter greift. In ähnlicher Weise wird die Nachstellbarkeit der gußeisernen Gleitschuhe durch eine über das flachgängige Außengewinde des oberen Gleitschuhes greifende, ebenfalls mittels Kopfschraube gesicherte Mutter erreicht.

Fig. 278 stellt einen Kreuzkopf mit wagerechten Trennungsfugen der beiden Lagerschalen dar. Das Nachstellen der letzteren ge-

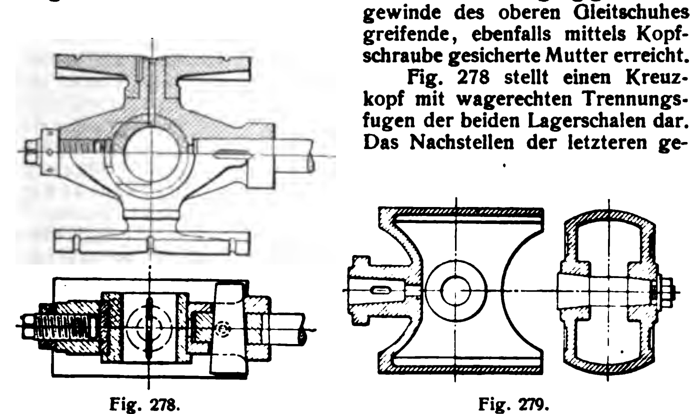


Fig. 278. Fig. 279.

schieht durch eine Druckschraube mit flachgängigem Gewinde, die gegen ein zwischenliegendes Paßstück wirkt. Die mittels Kegels (Spitzenwinkel nicht unter 20°) in den Kreuzkopf eingepaßte Kolbenstange wird durch einen Keil gehalten. Zuweilen paßt man die Stangen cylindrisch ein und stellt durch den Keil eine Spannungsverbindung her.

Gabelförmig gestaltete Kreuzköpfe mit Keilverbindung der zugehörigen Kolbenstange sind noch in Fig. 279 bis 281 dargestellt.

Der Fig. 279 ersichtliche, mit den Gleitschuhen ein Ganzes bildende gußeiserne Kreuzkopf findet bei kleineren Dampfmaschinen Anwendung.

Die in Fig. 280 und 281 dargestellten Kreuzköpfe sind aus Stahlguß gefertigt. Die gußeisernen Gleitschuhe greifen über viereckige Ansätze des Kreuzkopfes (Fig. 280) bezw. stützen sie sich gegen gehobelte Leisten desselben und werden in der Mitte durch breite Mitnehmer gefaßt, deren große Flächen genügende Sicherheit gegen Losschlagen bieten (Fig. 281).

Bei schnelllaufenden Dampfmaschinen (Schiffsmaschinen) werden Kreuzkopf und Kolbenstange häufig aus einem Stück geschmiedet. Fig. 282 zeigt einen solchen Kreuzkopf mit einseitiger Gleitfläche.

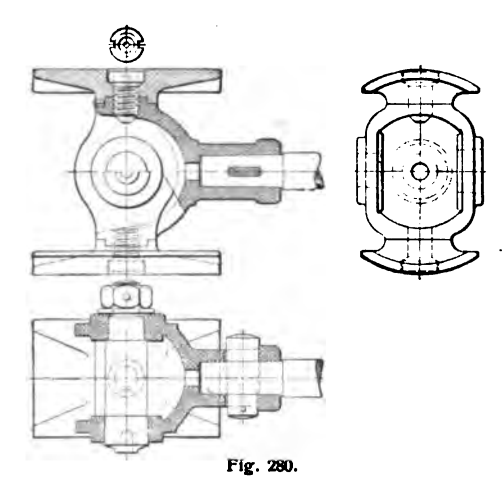


Fig. 280.

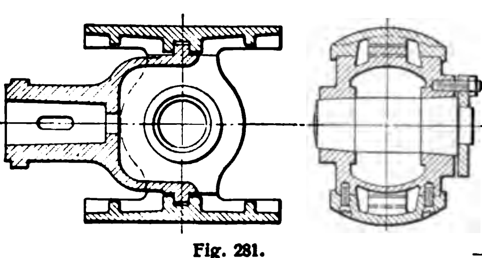


Fig. 281.

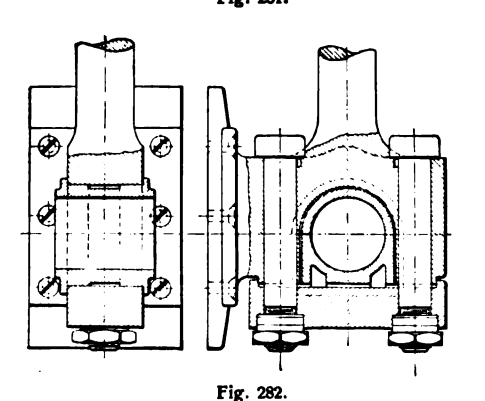


Fig. 282.

Das Nachstellen der Lagerschalen geschieht durch die mit Pennscher Sicherung versehenen Deckelschrauben. Letztere sind aus einem möglichst zähen Material (Nieteisen) herzustellen und höchstens mit $k_z =$ 600 kg/qcm zu belasten.

Die Geradführung des Kreuzkopfes bildet zumeist mit dem einseitigen Balken der betreffenden Maschine ein einziges Gußstück (siehe unter „Dampfmaschinen").

Fig. 283 zeigt einen Balken für größere Maschinen mit besonders angeschraubter Rundführung für den Kreuzkopf und mit einem angegossenen, beiderseits durch Keile nachstellbaren Kurbellager. Die vier aus Gußeisen hergestellten Lagerschalen desselben sind mit Weißmetall ausgegossen.

Kleinere Maschinen — bis etwa 350 mm Kolbenhub — erhalten häufig eine gekröpfte Kurbelwelle, die in den beiden Lagern eines gabelförmigen Rahmens geführt ist.

Fig. 284 zeigt einen derartigen Rahmen mit Rundführung, an dessen hinterem Ende der Cylinder von 180 mm Durchmesser und 300 mm Hub centrisch und freischwebend befestigt ist.

Zuweilen werden solche Rahmen mit einseitiger oder doppelseitiger Schlitten-

führung für den Kreuzkopf ausgeführt. Letzterer erhält dann die in Fig. 285 bezw. in Fig. 286 ersichtliche Gestalt.

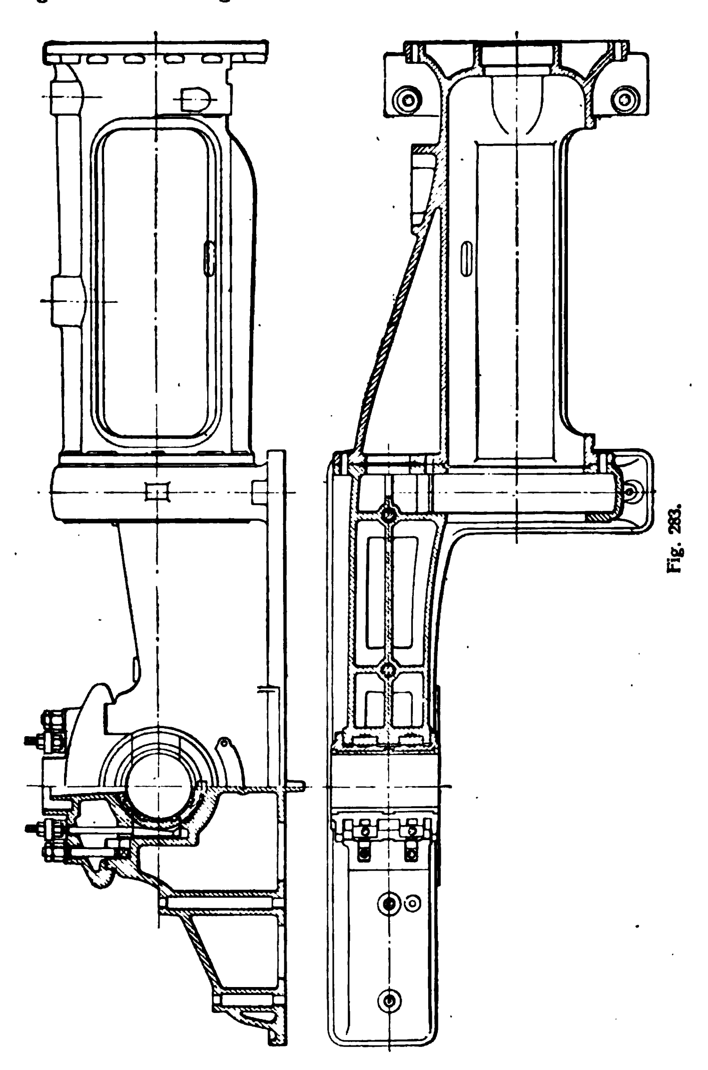


Fig. 283.

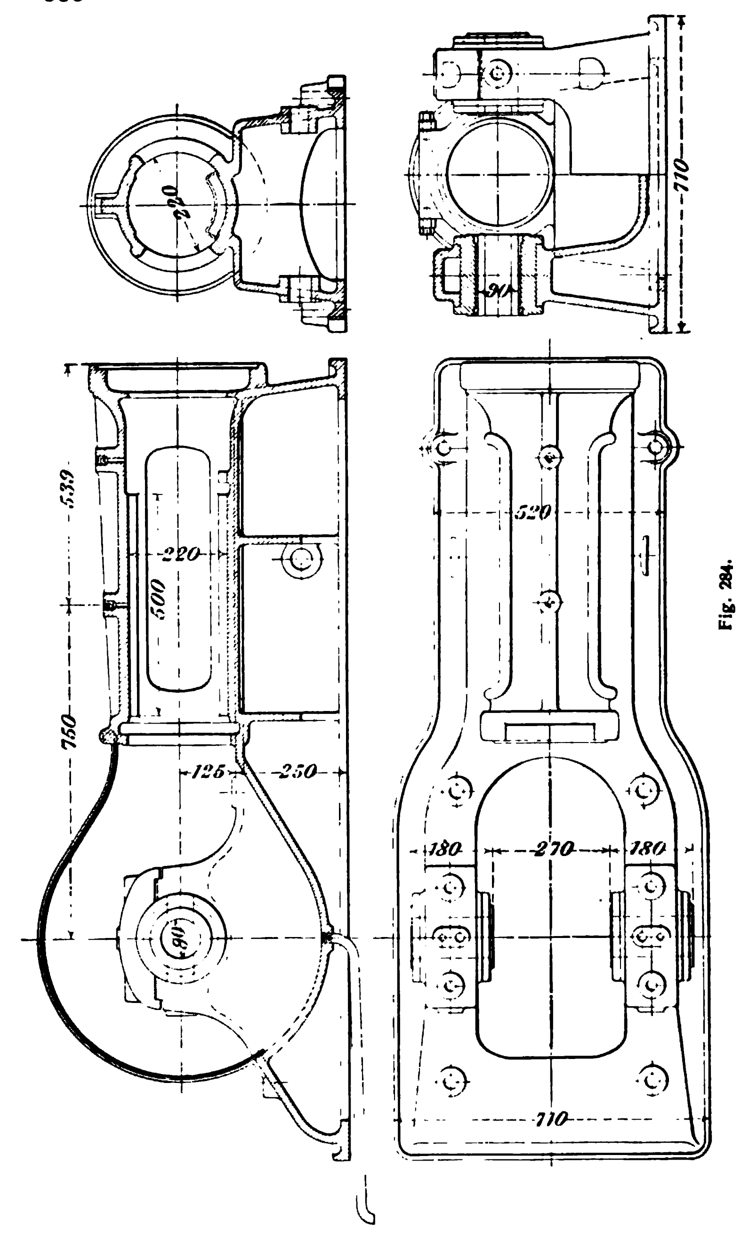



Fig. 284.

Einseitige Schlittenführung erhalten auch die durchgehenden Kolbenstangen größerer oder mit Kondensation arbeitender Dampfmaschinen (s. unter „Kondensation").

# V. Regelnde Maschinenteile.

Hierunter gehören Schwungräder und Regulatoren. Erstere dienen dazu, die Geschwindigkeitsschwankungen von Kraftmaschinen, wie sie durch die Verschiedenheit von Kraft und Widerstand am Kurbelzapfen entstehen, innerhalb enger Grenzen auszugleichen und den Gang der Maschine dadurch ruhiger und gleichförmiger zu gestalten, letztere dazu, durch Einwirkung auf die Steuerungsteile (Drosselklappe) einer Maschine die Arbeitsleistung derselben den jeweiligen Widerständen anzupassen, so daß ihre Umdrehungszahl nahezu dieselbe bleibt.

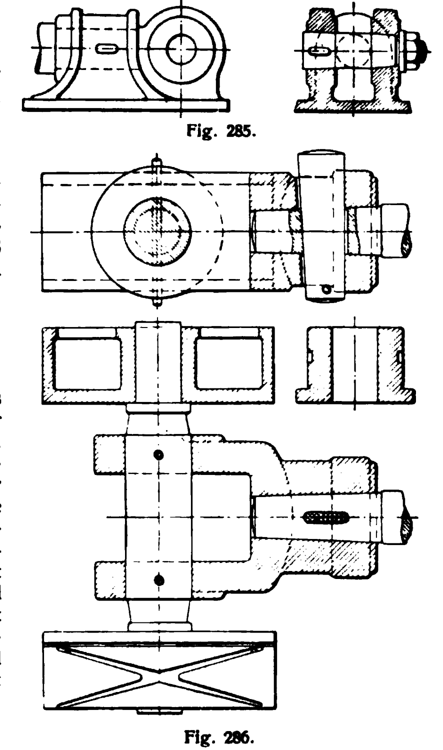


Fig. 285.

Fig. 286.

## A. Schwungräder für Kraftmaschinen.

Die Wirkung eines Schwungrades besteht in der Regel darin, die periodischen Arbeitsüberschüsse einer Maschine aufzunehmen oder aber wieder abzugeben, wobei seine Masse beschleunigt bezw. verzögert wird. Die hiermit verbundene Ungleichförmigkeit des Ganges der Maschine soll einen gewissen Betrag nicht überschreiten, der als Ungleichförmigkeitsgrad $\delta$ bezeichnet und ausgedrückt wird durch

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{V},$$

worin $V_{max}$ die größte, $V_{min}$ die kleinste und $V$ die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes in m/sek bedeuten.

Mittlere Werte des Ungleichförmigkeitsgrades $\delta$.

Für Maschinen zum Antriebe von:

| | |
|---|---|
| Pumpen und Schneidewerken | $\delta = 1:20$ bis $1:30$, |
| Werkstätten-Triebwerken | $\delta = 1:40$, |

Mahlmühlen und Papiermaschinen $\delta = 1 : 50$,
Spinnmaschinen (niedrige Garnnummer) $\delta = 1 : 60$,
" (hohe " ) $\delta = 1 : 100$,
Dynamomaschinen für Beleuchtung $\delta = 1 : 150$ bis $1 : 250$.

## a) Bestimmung des Arbeitsüberschusses.

Zur Ermittelung des bei jeder halben Kurbelumdrehung vom Schwungrade aufzunehmenden Arbeitsüberschusses sind die Tangentialdruck-Diagramme für Kraft und Widerstand, auf den Kurbelzapfen bezogen, aufzuzeichnen.

### 1. Eincylindermaschinen.

Um das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft zu erhalten, hat man von dem Dampfdruckdiagramm auszugehen. Dasselbe

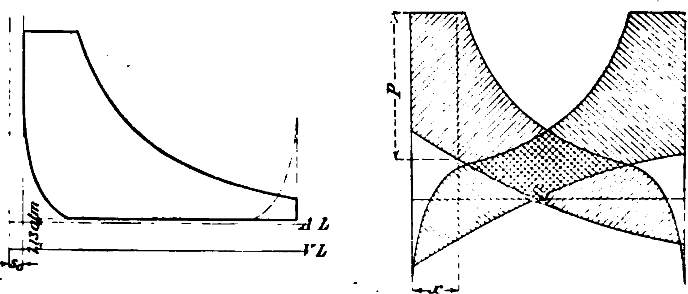



Fig. 287a. Fig. 287b.

wird als „Überdruckdiagramm" (Fig. 287a) verzeichnet, dessen Ordinaten dem Unterschiede der beiderseits auf den Kolben wirkenden Kräfte entsprechen. Die aus diesem Diagramm für jede Kolbenstellung erhaltenen Dampfdrücke werden jedoch durch die Wirkung der hin und her gehenden Massen beeinflußt, d. h. es ist in Fig. 287a noch die Beschleunigungsdruckkurve einzutragen (Fig. 287b).

Bezeichnet

$q$ das Gewicht der hin und her gehenden Massen in kg, bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche,
$r$ den Kurbelhalbmesser in m,
$l$ die Schubstangenlänge in m,
$v$ die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens in m/sek,
$g$ die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek$^2$,
$\omega$ den Kurbelwinkel für eine beliebige Kolbenstellung,

so folgt für den Beschleunigungsdruck $b$, bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche, nach Gl. 38 (S. 269)

$$b = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} \left(\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2\,\omega\right) \text{ kg/qcm},$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Nach Radinger kann im Mittel für liegende Dampfmaschinen
ohne Kondensation $q = 0{,}28$ kg/qcm,
mit „ $q = 0{,}33$ „
genommen werden.

Die Beschleunigungsdruckkurve bildet eine Parabel, die entweder nach dem auf S. 38 angegebenen Verfahren oder durch einhüllende Tangenten in $a_1$ und $a_2$ (Fig. 287 c) ermittelt wird; die Strecken $z_1$ und $z_2$ betragen, wenn $\frac{r}{l} = \lambda$ gesetzt wird,

$$z_1 = \frac{(1+\lambda)^2}{1+4\lambda} r; \quad z_2 = \frac{(1-\lambda)^2}{1-4\lambda} r.$$

Für $l = \infty$ ($\lambda = o$) wird die Parabel zur geraden Linie und der größte Beschleunigungs- bezw. Verzögerungsdruck

$$b = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} \text{ kg/qcm.}$$

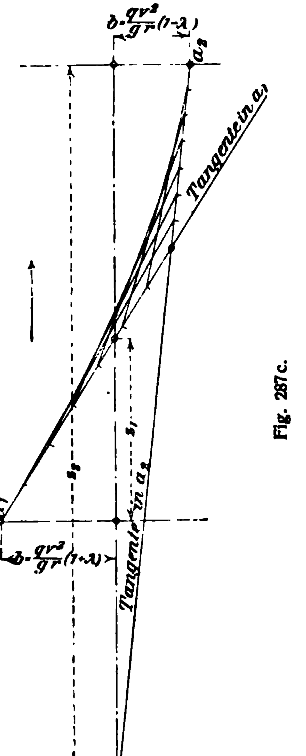


Fig. 287 c.

Man ist nun imstande, für einen beliebigen Kolbenweg $x$ (Fig. 287 b), von der Totlage aus gemessen, die auf den Kreuzkopf übertragene Kolbendruckkraft $P$ abzugreifen. Durch Zerlegung derselben ergibt sich zunächst — nach Fig. 247 (S. 269) — der Normaldruck $N = P \operatorname{tg} \gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos \gamma}$ ($\gamma$ = Ausschlagwinkel der Schubstange), sodann durch nochmalige Zerlegung der letzteren der dem Kolbenwege $x$ entsprechende Tangential-Kurbeldruck

$$T = \frac{P}{\cos \gamma} \sin (\omega + \gamma).$$

(In diesem Ausdrucke bedeutet $\omega$ den zum Kolbenwege $x$ gehörigen Kurbelwinkel.)

Für $l = \infty$ wird

$$T = P \sin \omega.$$

Auf zeichnerischem Wege erhält man die Tangentialkraft, indem man von der Kurbelkreismitte $o$ (Fig. 287 d) aus auf der betreffenden Kurbelrichtung den Kolbenüberdruck $P$ bis $o_1$ in entsprechendem Sinne abträgt und durch $o_1$ zur zugehörigen Schubstangenrichtung eine Parallele zieht, welche die Lotrechte durch $o$ in $o'$ schneidet. Die Länge $o\,o'$ ist die Tangentialkraft $T$, und die Gesamtheit der Punkte $o_1$ ergibt eine durch $o$ gehende Kurve.

Wickelt man den Kurbelkreis vom Halbmesser $r$ in eine Gerade als Abscissenachse ab, deren Länge für Hin- und Rückgang des Kolbens

$2 \pi r$ wird, und trägt in entsprechenden Punkten die Tangential-Kurbeldrücke $T$ als Ordinaten auf, so erhält man nach Verbindung ihrer Endpunkte das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft (Fig. 287 e).

Fig. 287 d

Fig. 287 e.

Auf gleicher Grundlinie mit diesem ist das Diagramm des **Tangentialwiderstandes** zu verzeichnen. Bei dem Antriebe von Pumpen, Gebläsen u. dergl. ergibt es sich in einfacher Weise aus dem betreffenden Arbeitsdiagramm (Überdruckdiagramm).

Die Ordinaten desselben sind durch Multiplikation mit dem Verhältnis der Kolbenflächen auf den Dampfcylinder zurückzuführen; dann ist durch Vergrößerung der Ordinaten im Verhältnis der indizierten Leistung $N_i$ der Dampfmaschine zur effektiven Leistung $N_e$ z. B. der Pumpe ($N_i : N_e$) Flächengleichheit mit dem Dampfdiagramm zu erzielen. Kraft- und Widerstandsdiagramm sind hierauf über derselben Grundlinie zu verzeichnen. Für normale Dampfmaschinen, bei denen die Ableitung der Kraft durch Riemen, Seil oder Zahnrad erfolgt, ist der an der Kurbelwelle wirkende Tangentialwiderstand konstant. Das demselben entsprechende Diagramm ist sonach ein Rechteck $m\,n\,o\,p$ (Fig. 287 e), dessen Höhe $n\,o = m\,p$ entweder aus der Flächengleichheit der beiden Tangentialdruck-Diagramme oder aus dem doppelten Flächeninhalte des Dampfdruckdiagrammes bestimmt werden kann.

Die über der Widerstandslinie $p\,o$ liegenden, **lotrecht** gestrichelten Flächen müssen offenbar gleich groß sein mit der Summe der unter $p\,o$ liegenden, **wagerecht** gestrichelten Flächen. Sind $d_1$, $d_2$, $d_3$ und $d_4$ die vier Schnittpunkte der Kraftkurve mit der

Widerstandslinie, so ist die Tangentialkraft an der Kurbel in diesen Punkten ebenso groß wie der Widerstand; von $p$ bis $d_1$ ist die Tangentialkraft kleiner, von $d_1$ bis $d_2$ größer als der Widerstand u. s. w. Infolgedessen wird die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens von $d_1$ bis $d_2$ fortwährend zunehmen. Von $d_2$ bis $d_3$ und von $d_4$ bis $o$ ist das Umgekehrte der Fall, d. h. die Geschwindigkeit nimmt ab. Bezeichnet man die Geschwindigkeit im Punkte $d_1$ mit $V_{min}$ und im Punkte $d_2$ mit $V_{max}$, so ergibt sich bei Zusammenfassung der auf den Kurbelzapfen bezogenen Schwungmassen $M$ die lebendige Kraft, welche diese beim Übergange von $V_{min}$ in $V_{max}$ in sich aufnehmen, zu

$$M \frac{V_{max}^2 - V_{min}^2}{2};$$

sie muß gleich sein der mechanischen Arbeit $A$, welche durch die überschießende Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ dargestellt wird. Bestimmt man diese — am einfachsten durch Verwandlung der Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ in ein Rechteck (Längen- und Kräftemaßstab gleich den betreffenden Maßstäben des Dampfdiagramms) —, so folgt mit

$$\frac{V_{max} + V_{min}}{2} = V \text{ und } \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = \delta$$

$$A = M \frac{V_{max}^2 - V_{min}^2}{2} = M\, V^2 \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{44}$$

Die Zugrundelegung der Fläche $d_1\, c_1\, d_2$ bei Ermittelung der Arbeit $A$ setzt voraus, daß diese Fläche die größte der über der Widerstandslinie $p\,o$ liegenden Flächen des Tangentialdruck-Diagramms der Kraft darstellt.

Bei mehr als vier Schnittpunkten der Kraftkurve mit der Widerstandslinie hat man zu untersuchen, wo die algebraische Summe der aufeinander folgenden Über- und Unterschußflächen ihr Maximum und Minimum erreicht. Die Summe dieser beiden Werte ist dann in Gl. 44 für $A$ einzusetzen.

Unter der Annahme eines schädlichen Raumes von 5% des Cylindervolumens, 1,13 atm Gegenspannung und 5 atm Enddruck der Kompression erhält man für Eincylinder-Auspuffmaschinen, die mit Einströmungsspannungen von 7 bis 10 atm (Überdruck) und mit Füllungen von 0,1, 0,2 und 0,3 des Kolbenhubes arbeiten — Beschleunigungsdrücke der hin und her gehenden Maschinenteile von 0 bis 6 kg/qcm Kolbenfläche vorausgesetzt — die größten vom Schwungrade aufzunehmenden Arbeitsbeträge (in mkg) für 1 m Hub und 1 qcm Kolbenfläche aus dem Fig. 288 (S. 312) ersichtlichen Schaubilde.

## 2. Mehrcylindermaschinen.

Bei Mehrcylindermaschinen (Zwillingsmaschinen, Zwei- und Dreicylinder-Verbundmaschinen u. s. w.) sind die Tangentialdruck-Diagramme oder auch — bei Pumpen, Gebläsen u. dergl. — die Kolbendruck-Diagramme für die verschiedenen Cylinder, entsprechend den zwischen den Kurbeln derselben liegenden Winkeln, auf der Abscissenachse gegeneinander zu versetzen und die zu gleicher Zeit wirkenden Kräfte

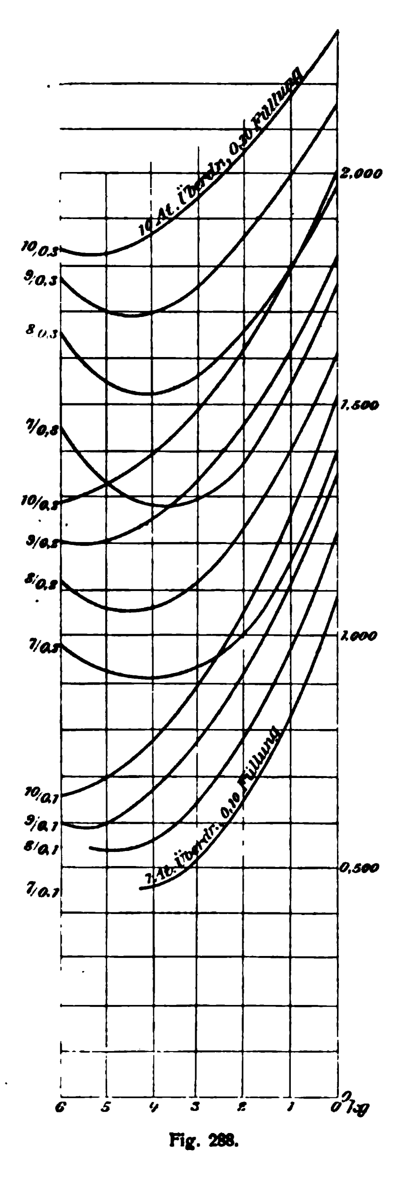



Fig. 288.

bezw. Widerstände algebraisch zu summieren.

So sind z. B. bei Zwillingsmaschinen, unter 90° gekuppelt, die Tangentialdruck-Diagramme für die beiden gleich großen Cylinder auf der Abscissenachse um die Größe $\frac{r\pi}{2}$ gegeneinander zu versetzen u. s. w.

Die sich nach Vereinigung der Tangentialdruck-Diagramme der Kräfte und Widerstände ergebenden Diagramme werden auf derselben Grundlinie verzeichnet. Die größte überschießende Fläche $A$ ist dann der weiteren Rechnung zu Grunde zu legen.

Bei verschiedener Größe der Dampfcylinder ist vorher eine Zurückführung der Diagramme auf einen der Cylinder vorzunehmen (s. Fig. 289a bis 289d).

Um einem gefährlichen Druckwechsel im Gestänge vorzubeugen und einen ruhigen Gang der Maschine zu erreichen, ist darauf zu achten, daß der Verzögerungs-Enddruck der Triebwerkmassen den Kompressions-Enddruck nie an Größe überschreitet. Es dürfen daher nur Kolbengeschwindigkeiten zur Verwendung kommen, welche diese Bedingung erfüllen. Für eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit muß die Größe des Kompressions-Enddruckes so gewählt werden, daß der Druckwechsel im Triebwerke bereits kurz vor dem Hubwechsel stattfindet.

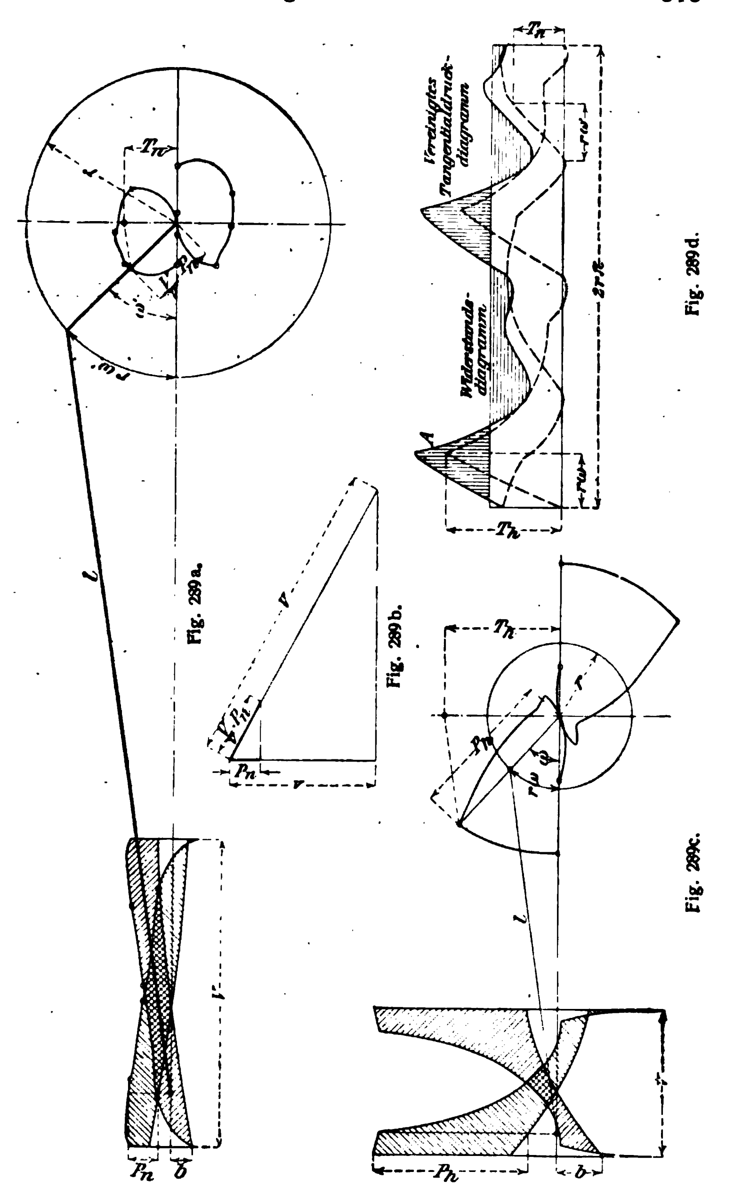



Fig. 289a. Fig. 289b. Fig. 289c. Fig. 289d.

### b) Abmessungen des Schwungrades.

Bezeichnet

$G$ das Gewicht des Schwungrades in kg,

$g$ die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sek$^2$,

so läßt sich Gl. 44 auch schreiben

$$A = \frac{G}{g} V^2 \delta.$$

Daraus berechnet sich

$$G = 9{,}81 \frac{A}{V^2 \delta}.$$

Bezeichnet man die durch das Rechteck $m\,n\,o\,p$ (Fig. 287 e) dargestellte Widerstandsarbeit mit $A_0$, so ist auch

$$G = 9{,}81 \frac{1}{V^2 \delta} \left(\frac{A}{A_0}\right) A_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 45$$

Entwickelt die Maschine bei $n$ Uml/min eine Nutzleistung $N$ in PS, so ist ferner

$$N = \frac{A_0\, n}{60 \cdot 75};$$

daraus wird

$$A_0 = 60 \cdot 75 \frac{N}{n}.$$

Mit Einsetzung dieses Ausdruckes in Gl. 45 erhält man brauchbare Näherungswerte für das Schwungradgewicht einer Kraftmaschine, ohne Aufzeichnung von Tangentialdruck-Diagrammen, aus

$$G = 9{,}81 \cdot 60 \cdot 75 \frac{N}{\delta\, n\, V^2} \frac{A}{A_0} = 44\,150 \frac{A}{A_0} \frac{N}{\delta\, n\, V^2} = \frac{c}{\delta} \frac{N}{n\, V^2},$$

worin $c = 44\,150 \frac{A}{A_0}$ den Schwungradkoeffizienten bedeutet. Derselbe kann

bei Eincylindermaschinen und Tandemverbundmaschinen $c = 7000$,

„ Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln $c = 2500$ bis $4000$

gesetzt werden [1]).

Unter der Annahme, daß der Einfluß der Schwungradarme einem im Schwungringe untergebrachten Gewichte — etwa gleich einem Drittel des Ringgewichtes $G_r$ — entspricht, ergibt sich letzteres aus

$$G = G_r + \tfrac{1}{3} G_r = \tfrac{4}{3} G_r$$

zu

$$G_r \sim 0{,}75\, G.$$

Bezeichnet

$F$ den Querschnitt des Schwungringes in qcm,

$R$ den Schwerpunktsabstand des Ringquerschnittes von der Drehachse in m,

so folgt

$$F = 0{,}22 \frac{G_r}{R}.$$

---

[1]) Vergl. Karl Meyer: „Graphische Bestimmung des Schwungradgewichtes der Dampfmaschinen", Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 113.

Die für das Zerreißen eines sich frei drehenden (nicht durch die Arme festgehaltenen) Schwungringes in Betracht kommende Centrifugalkraft ist, wenn $\gamma$ das Gewicht der Raumeinheit bedeutet,

$$K = F \frac{\gamma}{g} V^2$$

und seine Spannung (in kg/qcm)

$$\sigma_z = \frac{K}{F} = \frac{0{,}725}{9{,}81} V^2 = 0{,}074\, V^2.$$

Die Beanspruchung hängt also nur von $V$ ab und beträgt z. B. für $V = 30$ m/sek — dem bei Dampfmaschinen gebräuchlichen Höchstwerte für die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades (Gußeisen als Material vorausgesetzt) — $\sigma_z = 66{,}6$ kg/qcm.

In Wirklichkeit kann sich ein Schwungring nie frei ausdehnen, da die Arme an ihren Ansatzstellen einen Zug nach innen ausüben, wodurch Biegungsspannungen hinzukommen; hierdurch kann die Zugbeanspruchung auf das Doppelte bis Dreifache steigen[1]).

Für Gußeisen darf $\sigma_z$ bis zu 300 kg/qcm genommen werden.

Die Arme (Anzahl derselben gewöhnlich 6 bis 8) sind auf Abreißen (Zug) durch die Centrifugalkraft des Ringes und auf Abbrechen (Biegung) durch das größte auf das Schwungrad zu übertragende Moment zu berechnen, wobei

für Gußeisen $k_b = 100$ kg/qcm,
„ Schweißeisen $k_b = 400$ „

zulässig ist.

Zwei- oder mehrteilige Schwungräder mit hoher Umfangsgeschwindigkeit verlangen eine sorgfältige Kranzverbindung.

Kommen Schrumpfringe zur Verwendung, so sollen diese möglichst in dem Schwerpunktskreis des Radkranzes liegen; excentrische Verbindungen der Kranzstöße mittels Schrumpfringe sind zu vermeiden.

Der Schwungradhalbmesser ist im Mittel etwa

$$R = 5\,r \;(r = \text{Kurbelhalbmesser}),$$

stets aber derart zu wählen, daß (bei Gußeisen) $V \leqq 30$ m/sek wird. (Nur bei Walzenzugmaschinen geht man zuweilen auf etwas höhere Werte.)

Fig. 290 bis 292 zeigen verschiedene Ausführungen von Schwungrädern für Riemen- und Seilbetrieb.

Fig. 290 stellt ein mitten durch einen Arm geteiltes Schwungrad von 3,200 m äußerem Durchmesser und 350 mm Kranzbreite nach Ausführung des „Eisenwerk Wülfel“ dar, welches am Kranze außer den Verbindungsschrauben (Gewindedurchmesser = 2″ engl.) noch mit Schrumpfringen (□-Eisen 40 × 40 mm) armiert ist.

Das Rad macht 150 Uml/min und wiegt etwa 6000 kg, der Schwungring allein etwa 4000 kg.

Das zwischen zwei Armen geteilte Riemscheiben-Schwungrad (Fig. 291) von 4,0 m äußerem Durchmesser und 400 mm Kranzbreite der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. wiegt

---

[1]) S. J. Göbel: „Über Schwungradexplosionen“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1898, S. 352.

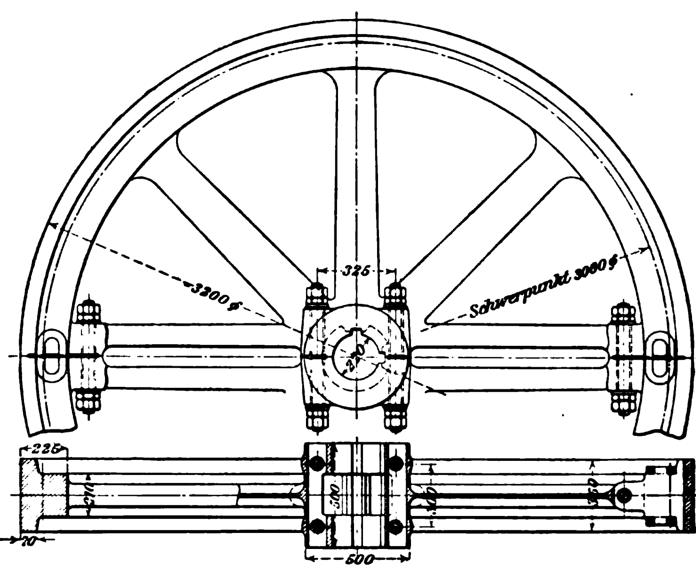


Fig. 290.

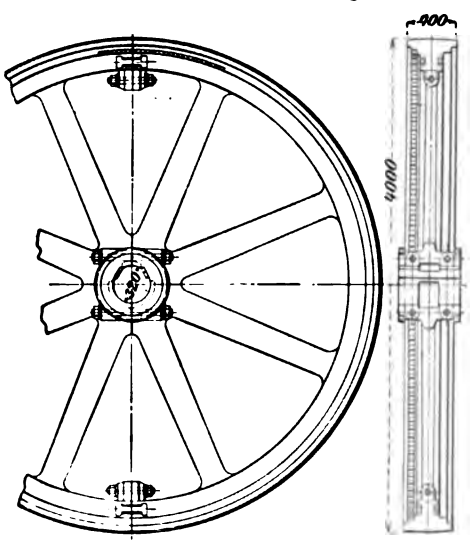


Fig. 291.

etwa 7600 kg. Die Verbindung des Kranzes erfolgt durch eingelegte Laschen und Schraubenbolzen, diejenige der Nabe durch Schraubenbolzen und Schrumpfringe.

Das in Fig. 292 ersichtliche, ebenfalls zwischen zwei Armen geteilte Seilscheiben-Schwungrad der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau hat 6,0 m Durchmesser, 750 mm Kranzbreite und 450 mm Bohrung; es ist mit 10 Rillen für je 50 mm starke Seile versehen. Das Gesamtgewicht beträgt 25 000 kg, das Kranzgewicht 18 000 kg, die Um-

fangsgeschwindigkeit 31,4 m/sek. Die zur Kranzverbindung dienenden Schraubenbolzen von je 4″ engl. Durchmesser werden in die gebohrten Löcher der Flanschen stramm eingepaßt.

Als hierher gehörig ist auch das in Fig. 139 (S. 179) dargestellte, aus zwei miteinander verschraubten, je zweiteiligen Rädern zusammengesetzte Seilscheiben-Schwungrad von 6,0 m Durchmesser, 2,380 m

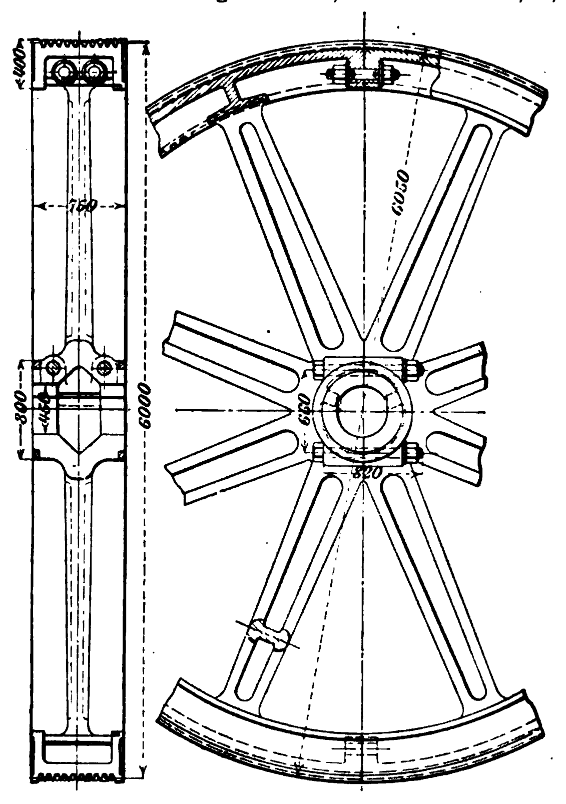



Fig. 292.

gesamter Breite und 530 mm Bohrung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei zu bezeichnen. Zur Kranz- und Nabenverbindung dieses insgesamt etwa 34300 kg schweren Rades dienen Schraubenbolzen bezw. Schraubenbolzen und Schrumpfringe.

Zum Anlassen der zugehörigen Maschinen (auch für Riemenauflegen, Reparaturen u. s. w.) sind die Schwungräder mit einem inneren

oder äußeren Zahnkranz versehen, in den die Hebel oder Getriebe sogenannter Schaltwerke bezw. von Drehvorrichtungen eingreifen. Die Schaltwerke mit Hebel werden einfach- und doppeltwirkend ausgeführt.

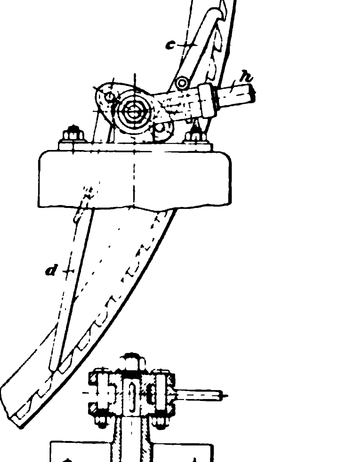


Fig. 293.

Fig. 293 zeigt ein doppeltwirkendes Schaltwerk für größere Maschinen.

Die an ihren freien Enden entsprechend ausgebildeten Hebel *c* und *d* kommen bei der Auf- und Abwärtsbewegung des Handhebels *h* abwechselnd mit den Zähnen des innen verzahnten Schwungrades in Eingriff und bewirken damit die fortschreitende Drehung desselben.

Bei Drehvorrichtungen mit Getriebe wird das letztere mittels eines Hebels von Hand ausgerückt, oder aber es erfolgt die Ausrückung selbsttätig, sobald die Maschine schneller läuft, als die Vorrichtung gedreht wird.

Die Fig. 294 ersichtliche Drehvorrichtung besteht aus einem mit Fußtritt *a* versehenen, am unteren Teile eines Bockgestelles drehbar gelagerten Winkelhebel, der beim Herunterdrücken durch Hebel *b* und Bolzen *c* den mit seinem ebenen, gegabelten Ende über einen mit Bund versehenen Endzapfen der Welle *e* greifenden Gegenhebel *d* so bewegt, daß letztere eine entsprechende Längsverschiebung ausführt, wobei das an ihrem anderen Ende aufgekeilte Getriebe *f* mit dem Zahnkranze des Schwungrades in Eingriff kommt. Die Drehbewegung des Handrades *g* wird durch ein mit diesem auf gemeinsamer Welle sitzendes, entsprechend breites Getriebe auf das Rad *i* der Welle *e*, und von dem Getriebe *f* der letzteren auf das Schwungrad übertragen.

Sobald die Maschinenkurbel in eine für das Anlassen der Maschine günstige Lage gekommen ist, gelangt beim Nachlassen des auf den Fußtritt *a* ausgeübten Druckes das Getriebe *f* durch Wirkung einer vordem zusammengedrückten, in der Führungsbüchse des Bockgestelles liegenden Feder in seine ursprüngliche Lage zurück.

Drehvorrichtungen für ganz große Maschinen bestehen aus einer kleinen Hilfsmaschine — in der Regel einer Zwillingsdampfmaschine mit geneigt liegenden Cylindern —, die mittels Schnecke und Schneckenrades das in den Zahnkranz des Schwungrades eingreifende Getriebe in Umdrehungen bringt.

Die Leistung dieser Hilfsmaschine beträgt etwa 5 bis 7% der mittleren Leistung der Hauptdampfmaschine, ihre Umdrehungszahl etwa 150 bis 200 in der Minute — entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades von etwa 0,3 m/sek.

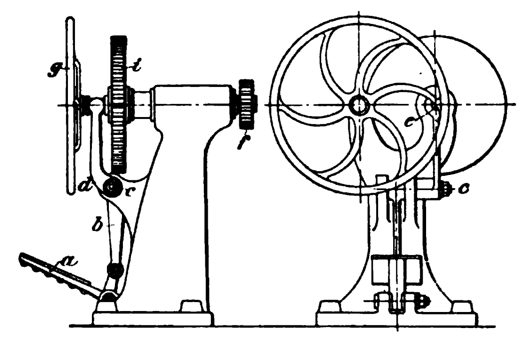


Fig. 294.

# B. Centrifugalpendel-Regulatoren.

## a) Allgemeines.

Die Regulatoren arbeiten mit umlaufenden Schwungmassen, deren Centrifugalkraft entweder durch Gewichtswirkung der Schwungmassen allein oder in Verbindung mit einer Gewichtsbelastung der Hülse — Gewichtsregulatoren — oder aber durch Federbelastungen — Federregulatoren — im Gleichgewicht gehalten wird.

Man unterscheidet unmittelbar oder mittelbar wirkende Regulatoren. Erstere sind beständig mit dem Regulierwerke verbunden und verstellen dieses unmittelbar, letztere kuppeln nur an den Hubgrenzen eine Hilfskraft mit der Regelungsvorrichtung.

Leistungsregulatoren für Pumpwerke, Kompressoren u. dergl. gestatten Änderungen der minutlichen Umlaufzahl innerhalb weiter Grenzen und damit bei gleicher Hubarbeit stark wechselnde Maschinengeschwindigkeiten.

Bei der gewöhnlichen Anordnung eines Regulators bewegen sich die Schwungmassen um einen festen Drehpunkt an einer (meist lotrechten) Spindel.

Wächst die minutliche Umlaufzahl, die zur Herstellung des Gleichgewichtes nötig ist, mit der Entfernung der Schwungmassen von der Drehachse bezw. mit jeder höheren Muffenstellung, so ist der Regulator statisch, — er befindet sich auf allen Teilen seines Hubes im stabilen Gleichgewicht.

Astatisch sind Regulatoren, die nur bei einer bestimmten Umlaufzahl eine Muffenbewegung zeigen. Bei allen übrigen Umlaufzahlen springen diese Regulatoren von einer Grenzlage der Muffe in die andere. Derartige Regulatoren sind nur als mittelbar wirkende zu gebrauchen; ihr Gleichgewichtszustand ist indifferent.

Ein brauchbarer, unmittelbar wirkender Regulator soll **pseudoastatisch** sein, d. h. sich dem astatischen Zustande stark nähern, derart, daß die kleinste und die größte Umlaufzahl, die also der tiefsten und höchsten Muffenstellung entspricht, nur wenig voneinander abweichen.

Entspricht einer größeren Entfernung der Schwungmassen von der Achse eine kleinere Umlaufzahl, was durch den Regulator allein oder durch die Anordnung der vom Regulator beeinflußten Teile verursacht sein kann, so ist derselbe im **labilen** Gleichgewicht. Ein solcher Regulator ist nicht zu gebrauchen. Befindet sich ein Regulator im stabilen Gleichgewicht, so muß nach Obigem mit steigender Muffe die Umlaufzahl zunehmen.

Das Maß dieser Zunahme wird als **Ungleichförmigkeitsgrad** $\delta$ bezeichnet und ausgedrückt durch

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{\frac{n_{max} + n_{min}}{2}} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_m};$$

hierin bedeutet $n_{max}$ die größte, $n_{min}$ die kleinste und $n_m$ die mittlere Umlaufzahl eines Regulators, der nicht mit dem Stellzeug gekuppelt ist.

Von der richtigen Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades $\delta$ hängt in erster Linie die Regulierfähigkeit des Regulators ab. Wird $\delta$ zu klein genommen, so vollführt der Regulator bei Änderung der Belastung des Motors langdauernde Pendelungen oder kommt gar nicht zur Ruhe. Je größer $\delta$ gewählt wird, um so schneller nimmt der Regulator jedesmal die neue Gleichgewichtslage ein; andererseits wird bei groß gewähltem $\delta$ der **gesamte Ungleichförmigkeitsgrad** (vergl. S. 322) zu groß, und deshalb wird $\delta$ zweckmäßig so klein gemacht, wie es der Regulator unter Berücksichtigung der Masse und der Geschwindigkeit des Schwungrades gestattet.

Für **Gewichtsregulatoren** kann der erforderliche kleinste Ungleichförmigkeitsgrad (ohne Anwendung einer Ölbremse) nach **Tolle**[1]) angenähert betragen

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s}{g\,t^2}}; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{46}$$

hierin bedeutet

- $s$ den Muffenhub in cm,
- $g$ die Beschleunigung durch die Schwere = 981 cm/sek$^2$,
- $t$ die Zeit in Sekunden, in der der Motor vom Ruhezustande aus bei größter Füllung und ohne Belastung seine normale Umlaufzahl erlangt.

Die Zeit $t$ läßt sich an einem ausgeführten Motor durch Versuche feststellen oder im voraus berechnen.

Bezeichnet

- $N$ die größte Leistung des Motors in PS,
- $M$ die Masse des Schwungringes in kg/m/sek$^2$
- $V$ die Geschwindigkeit in m/sek,

so ist

$$t = \frac{M V^2}{75\,N}.$$

---

1) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. f.

Bei Federregulatoren ist, sofern durch große Umlaufzahl und großen Abstand der Schwungmassen von der Spindel deren Ausschlag so gering wie möglich gemacht wird, statt des wirklichen Muffenhubes $s$ nur ein Teilbetrag $s_r$ desselben in Gl. 46 einzusetzen — bei Federregulatoren nach Tolle z. B. $s_r = {}^1/_{12}\, s$ für kleinere und $s_r = {}^1/_{15}\, s$ für größere Ausführungen (vergl. S. 342). Federregulatoren gestatten somit bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren.

Befindet sich ein Regulator bei einer gewissen Umlaufzahl $n$ im Gleichgewicht, so kann nach erfolgter Geschwindigkeitsänderung der Maschine eine Muffenbewegung erst dann eintreten, wenn der dieser Bewegung entgegengerichtete Widerstand $P$ überwunden ist. Der letztere setzt sich zusammen aus dem nützlichen Teile $W$, der durch das Stellzeug auf die Muffe übertragen wird, und dem von der Eigenreibung des Regulators herrührenden, an der Muffe gemessenen Teile $R$. Ein Steigen oder Sinken der Muffe erfordert aber eine bestimmte Änderung der minutlichen Umlaufzahl $n$ in positivem bezw. negativem Sinne ($+\Delta n$ bezw. $-\Delta n$), bei der der Regulator unempfindlich bleibt. Das Verhältnis dieser Änderung der Umlaufzahl zwischen $n - \Delta n$ bis $n + \Delta n$ zur Umlaufzahl $n$ heißt der Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon$ des Regulators; er läßt sich schreiben:

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2 \Delta n}{n}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon$ soll bei Maschinen mit hin und her gehender Bewegung stets größer als der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta$ des zugehörigen Schwungrades (vergl. S. 307) sein, um ein unnötiges Zucken des Regulators innerhalb eines jeden Maschinenhubes zu vermeiden; er darf ferner nicht kleiner sein als der kleinste zulässige Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators (vergl. S. 320).

Als Energie $S$ bezeichnet man diejenige Kraft, welche der ruhend und vom Stellzeug nicht belastet gedachte Regulator an der Muffe ausübt. Diese Kraft ist bei Gewichtsbelastung der Muffe für pseudoastatische Regulatoren konstant, wenn die Schwungkugeln im Verhältnis zur Muffenbelastung klein, die Umlaufzahlen also groß gemacht werden. Die bekannten Regulatoren mit Federbelastung zeigen starke Veränderlichkeit der Energie (Zunahme bei Hartung, Trenck u. s. w., Abnahme bei Pröll); nahezu konstante Energie haben nur die Federregulatoren nach Tolle. Die Größe $S$ ist durch Auswägen des Muffendruckes bei ruhender Spindel für jede Muffenstellung leicht zu ermitteln.

Mit Rücksicht auf gleichbleibende Unempfindlichkeit für alle Muffenstellungen ist konstante Energie $S$ am günstigsten; sie ermöglicht, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Muffenbelastung zu vergrößern oder zu verkleinern, z. B behufs Änderung der Umlaufzahl.

Mit Hilfe der Energie läßt sich $\varepsilon$ auch schreiben

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{S} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r;$$

hieraus folgt

$$P = S \varepsilon,$$

d. h. die vom Regulator zur Überwindung der an der Muffe gemessenen Widerstände $W + R$ auszuübende Verstellungskraft ist = Energie $\times$ Unempfindlichkeitsgrad.

Bei den meisten Regulatoren ist $\varepsilon_r$ für die einzelnen Muffenstellungen verschieden. Am zweckmäßigsten sind Regulatoren mit möglichst konstantem $\varepsilon_r$.

Die Größe $W$ läßt sich durch Auswiegen an der vorhandenen Regelungsvorrichtung (unter Dampf) zweckmäßig mittels Federwage ermitteln.

Der gesamte Ungleichförmigkeitsgrad $i$, den der Regulator für die Maschine zuläßt, beträgt angenähert

$$i = \delta + \varepsilon;$$

er entspricht dem mit dem Stellzeuge gekuppelten Regulator.

Das Produkt aus der mittleren Energie $S_m$ und dem Muffenhube $s$ ergibt das Arbeitsvermögen $\mathfrak{A}$ des Regulators, also

$$\mathfrak{A} = S_m\, s = \int S\, d\, s.$$

## b) Analytische Berechnung der Pendelregulatoren.

Außer den unter **a)** (S. 320 u. f.) angegebenen Bezeichnungen bedeute

- $G$ das Gewicht der an einem Pendel hängenden Schwungmasse in kg,
- $Q$ das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse in kg,
- $l$ die Länge des Pendels, $l_1$ die des Kurbelarmes (Pendelstange) und
- $l_2$ die der Schubstange (Hülsenstange) in m,
- $\alpha$, $\alpha_0$, $\alpha_u$ einen beliebigen, den größten und kleinsten Ausschlagwinkel des Pendels,
- $n$, $n_0$, $n_u$ die diesen Winkeln entsprechenden Umlaufzahlen,
- $h$ die lotrechte, $r$ die wagerechte Projektion von $l$ in m,
- $a$ den Abstand des Pendeldrehpunktes von der Spindelachse in m.

Bei den nachstehenden Berechnungen der Gewichtsregulatoren sind die Gewichte der Pendel- und Hülsenstangen $l_1$ und $l_2$ unberücksichtigt geblieben; dieselben beeinflussen die Umlaufzahlen des Regulators oft nicht unwesentlich.. Zur angenäherten Berücksichtigung dieses Einflusses kann, wenn

$G_1$ das Gewicht von $l_1$ in kg,
$G_2$ „ „ „ $l_2$ „ „

bedeutet, statt $G$

$$G + 0{,}4\, G_1 + 0{,}5\, G_2 \frac{l_1}{l}$$

und statt $Q$

$$Q + 0{,}5\, G_2$$

gesetzt werden.

### 1. Watt-Regulator.

Fig. 295 zeigt einen Watt-Regulator mit offener Aufhängung der Schwungmassen $G$.

Es ist

$$h = l \cos \alpha;\; r = l \sin \alpha;\; l_1 = l_2;$$
$$s = 2\, l_1 (\cos \alpha_u - \cos \alpha_0);$$
$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r + a}.$$

Für die centrale Aufhängung der Schwungmassen ist $a = o$, für die gekreuzte Aufhängung negativ in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Es ist ferner

$$S = G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{G}\frac{l_1}{l};$$

$$P = \varepsilon G\frac{l}{l_1}.$$

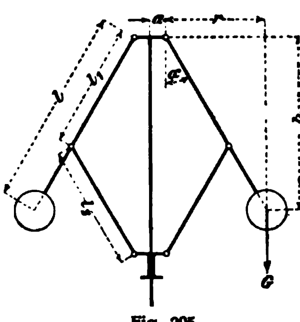


Fig. 295.

Man nimmt

$$l_1 \sim 0{,}6\, l,\ \alpha_u = 15^0;$$

dann wird für centrale Aufhängung $(a = o)$

$$n \sim \frac{30}{\sqrt{l}}$$

und für $\alpha_0 = 20^0, \quad 25^0, \quad 30^0, \quad 35^0,$
$\delta = 0{,}011, \ 0{,}032, \ 0{,}055, \ 0{,}083.$

Für offene und gekreuzte Stangen kann $a \sim 0{,}1\, l$ gesetzt werden.

Trägt man im rechtwinkligen Koordinatensystem die Ausschlagwinkel $\alpha$ des Pendels als Abscissen, die zugehörigen Umlaufzahlen als Ordinaten auf und verbindet die Endpunkte derselben, so erhält man die sog. $n$-Kurve, deren Verlauf zeigt, in welchem Gleichgewichtszustande sich ein Regulator in den einzelnen Stellungen befindet.

Die Diagramme der $n$-Kurven des Watt-Regulators für centrale, offene und geschlossene Aufhängung sind in Fig. 296 dargestellt.

Für die centrale Aufhängung gilt die Kurve I.

Es ist hier $a = o$, demnach $n = \sqrt{\frac{900}{h}} = O\,m$. Dieser Wert ist der kleinste, den der Regulator annehmen kann. Von $O\,m$ an steigt die Kurve beständig — erst langsam, dann schneller —, bis sie schließlich (für $\alpha = 90^0$) in eine zu $O\,Y$ parallele Gerade übergeht. Der Regulator ist stabil.

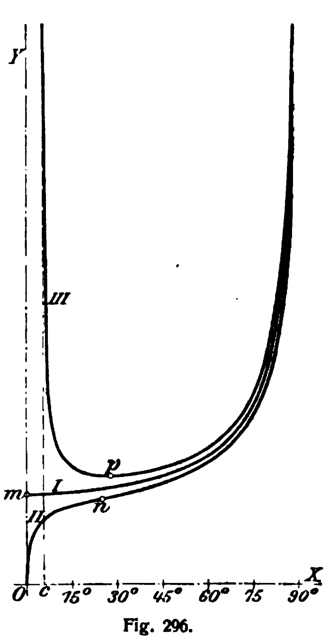



Fig. 296.

Für die offene Aufhängung gilt die Kurve II.

Wenn $r = o$, ist auch $n = o$. Die Kurve beginnt demnach im Koordinatenmittelpunkte $O$, steigt anfangs schnell, erreicht in $n$ einen Wendepunkt und steigt für größere Werte von $\alpha$ wieder schnell aufwärts.

Für die gekreuzte Aufhängung gilt die Kurve III.

Es sei $Oc = a$. Für $r + a = o$ wird $n = \infty$, die Ordinate in $c$ demnach unendlich groß. Von da fällt die Kurve bis zu einem Punkte $p$ — astatischer Punkt (vergl. S. 330) —, der zugleich unterer Grenzpunkt des stabilen Teiles der $n$-Kurve ist. Die Abscisse des Punktes $p$ wird gefunden aus $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Von $p$ steigt die Kurve in ähnlicher Weise wie die Kurven I und II.

## 2. Porter-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für offene Aufhängung mit einem Gewichte $Q$, welches die Spindel lose umgibt, so entsteht der Porter-Regulator (Fig. 297).

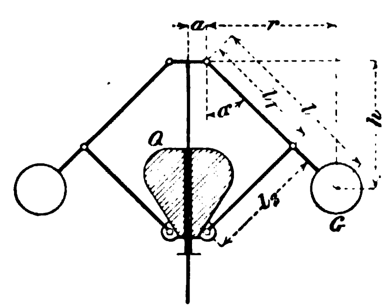



Fig. 297.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a} \frac{G + Q\frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{Q + G\frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon\left(Q + G\frac{l}{l_1}\right).$$

Die Umlaufzahlen sind infolge der Muffenbelastung bei gleichem $l$ wesentlich größer als beim Watt Regulator, ebenso auch die Energie und die Verstellungskraft; dagegen wird der Unempfindlichkeitsgrad klein. Die $n$-Kurve verläuft ähnlich wie diejenige des Watt-Regulators mit offener Aufhängung. Der Abscisse des Wendepunktes entspricht ein Winkel $\alpha \sim 40^0$; ein astatischer Punkt ist nicht vorhanden.

Zu empfehlen ist

$$a = 0{,}1\,l;\ l_1 = l_2 = 0{,}66\,l \text{ neben } \alpha_u = 40^0;$$

dann wird für

$$\alpha_0 = 42^0,\quad 43^0,\quad 44^0,\quad 45^0,\quad 46^0,\quad 47^0,$$
$$\delta = 0{,}019,\ 0{,}027,\ 0{,}036,\ 0{,}045,\ 0{,}055,\ 0{,}067.$$

Häufig findet man $l = l_1$, obwohl $l > l_1$ günstiger ist.

**Beispiel:** Es sei $l = 0{,}3$ m, $l_1 = 0{,}2$ m, $a = 0{,}03$ m, $\alpha = 42^0$, so wird $h = 0{,}3 \cos 42^0 = 0{,}223$ m; $r = 0{,}3 \sin 42^0 = 0{,}200$ m.

Wenn ferner

$$G = 8 \text{ kg},\ Q = 50 \text{ kg},\ P = 1{,}5 \text{ kg},$$

so erhält man

$$n = \sqrt{\frac{900}{0{,}223} \frac{0{,}20}{0{,}20 + 0{,}03} \frac{8 + 50\frac{0{,}2}{0{,}3}}{8}} = 134{,}6;$$

$$\varepsilon = \frac{1{,}5}{50 + 8\frac{0{,}3}{0{,}2}} = 0{,}024;\ \Delta n = \frac{0{,}024 \cdot 134{,}6}{2} \sim 1{,}6.$$

Der Regulator macht also im Beharrungszustande 134,6 Umläufe bei einem Ausschlagwinkel von 42°. Nimmt diese Umlaufzahl um 1,6 zu oder ab, so beginnt der Regulator zu steigen oder zu fallen.

### 3. Kley-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung mit einem Gewichte $Q$, welches in diesem Falle unterhalb des Armgesperres liegt oder in besonderer Weise am Stellzeuge wirkt, so entsteht der Kley-Regulator (Fig. 298).

Für diesen gilt

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r-a} \frac{G + Q\frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G\frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} = \frac{P}{Q + G\frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon\left(Q + G\frac{l}{l_1}\right).$$

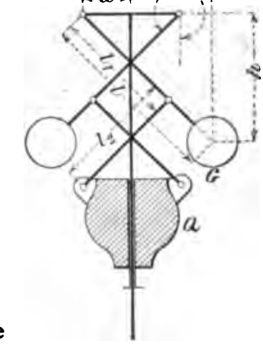


Fig. 298.

Die sehr günstige pseudoastatische $n$-Kurve zeigt einen ähnlichen Verlauf wie die des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung. Nur diejenigen Ausschlagwinkel, welche dem stabilen Teile der Kurve entsprechen, kommen in Anwendung. Der unterste Punkt des stabilen Teiles der $n$-Kurve ist gegeben durch $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Da $\alpha$ hier im vierten Quadranten liegt (s. Fig. 298), folgt für

$360^0 - \alpha_u =$ 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°,

$\frac{a}{l} \gtrless$ 0,017, 0,040, 0,075, 0,125, 0,189, 0,265.

Zu empfehlen ist

$l_1 = l_2 = 0{,}66\, l$ neben $360^0 - \alpha_u = 40^0$, also $a = 0{,}265\, l$,

wobei für

$360^0 - \alpha_u =$ 45°, 47½°, 50°, 52½°, 55°,

$\delta =$ 0,0108, 0,020, 0,034, 0,055, 0,077.

Bei nicht gekreuzten unteren Armen — Steinle-Regulator (s. S. 328) — kann $l_1 = 0{,}66\, l$ neben $360^0 - \alpha_u = 26^0$, $a = 0{,}08\, l$ und $l_2 = 0{,}8\, l_1$ gesetzt werden.

### 4. Kosinus-Regulator.

Der Regulator (Fig. 299) besitzt zwei dreiarmige Pendel, deren Drehpunkte $A$ mit dem Hülsengewichte $Q$ verbunden sind und daher lotrecht geführt werden. An zwei Armen jedes Pendels sind Schwungkugeln befestigt, während der Endpunkt $B$ des dritten Pendelarmes mittels einer Rolle auf einer an der umlaufenden Spindel angebrachten Führung gleitet.

Denkt man sich die Gewichte zweier Schwungkugeln $G_1$ und $G_2$ in ihrem Schwerpunkte $S_0$ vereinigt, so ist

$$n_2 = 900 \frac{\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin(\beta - \alpha) + G\, l \sin\alpha}{G\, a\, l \cos\alpha}; \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{47}$$

$$\frac{2\,\Delta n}{n} = \frac{P}{2\,G + Q + 2\,G \frac{l}{l_1} \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}.$$

Setzt man in Gl. 47 $\sin(\beta - \alpha) = \sin\beta\cos\alpha - \cos\beta\sin\alpha$ und dividiert mit $\cos\alpha$, so folgt

$$n^2 = \frac{900}{G\, a\, l}\left[\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin\beta - \left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos\beta \operatorname{tg}\alpha + G\, l \operatorname{tg}\alpha\right].$$

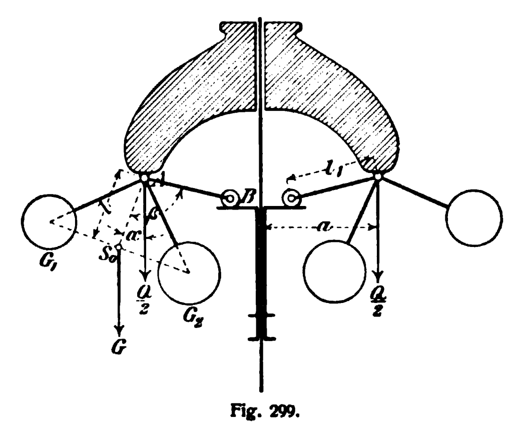



Fig. 299.

Macht man hierin

$$\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos\beta = G\, l,$$

so wird

$$n^2 = \frac{900}{G\, a\, l}\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin\beta; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{48}$$

$$\frac{2\,\Delta n}{n} = \frac{P}{Q + 2\,G}.$$

Gl. 48 zeigt, daß $n$ unabhängig vom Ausschlagwinkel $\alpha$ ist, der Regulator somit genau astatisch wird. Als Bedingung für Astasie gilt

$$\cos\beta = \frac{l}{l_1} \frac{G}{G + \frac{Q}{2}}.$$

Wünscht man noch genügende Stabilität, so ist $\beta$ kleiner zu machen, als dieser Gleichung entspricht.

### 5. Pröll-Regulator.

Bei diesem Regulator (Fig. 300) sind die Pendelarme umgekehrt aufgehängt, womit die $n$-Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält. Eine Vergrößerung von $Q$ vergrößert $\delta$; eine Vergrößerung von $G$ vermindert $\delta$. Der Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon_r$, hervorgerufen durch die Eigenreibung, beträgt etwa 2%.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a} \frac{(2G+Q)\frac{l_1}{l}\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} - G}{G};$$

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} \frac{P}{2G+Q-G\frac{l}{l_1}\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}}.$$

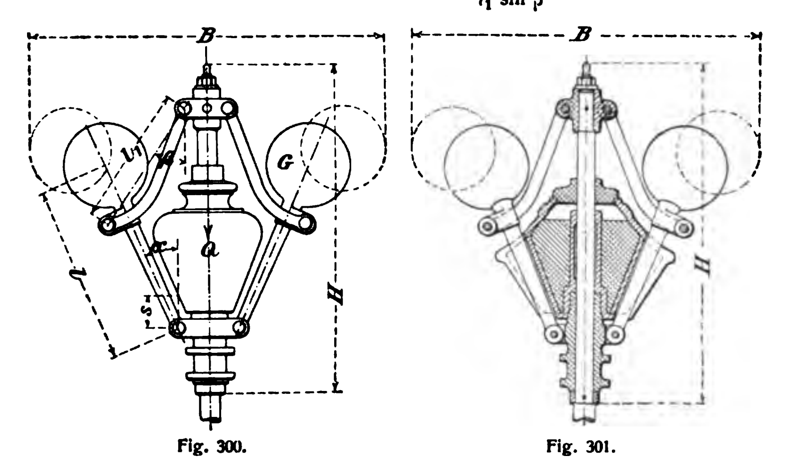



Fig. 300. Fig. 301.

Fig. 300 zeigt den Pröll-Regulator mit leichter, Fig. 301 denjenigen mit schwerer Hülse nach Ausführung der Lauchhammerhütte.

Pröll-Regulatur mit leichter Hülse.

$\delta = 0{,}02$ bis $0{,}03$.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen $Ss$ mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 120 | 12,5 | 40 | 0,5 | 390 | 380 |
| II | 100 | 25 | 50 | 1,25 | 500 | 470 |
| III | 90 | 37,5 | 60 | 2,25 | 600 | 570 |
| IV | 80 | 50 | 70 | 3,5 | 690 | 660 |

Pröll-Regulator mit schwerer Hülse.
$\delta = 0{,}03$ bis $0{,}04$.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen $Ss$ mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ia | 145 | 32 | 55 | 1,76 | 445 | 420 |
| IIa | 130 | 50 | 65 | 3,25 | 510 | 470 |
| IIIa | 115 | 62 | 75 | 4,6 | 615 | 570 |
| IVa | 107 | 85 | 80 | 6,8 | 700 | 660 |
| Va | 120 | 110 | 80 | 8,8 | 700 | 660 |

Die Regulatoren mit leichter (massiver) Hülse werden für Steuerungen mit geringem Kraftbedarf, diejenigen mit schwerer (zum Nachfüllen mit

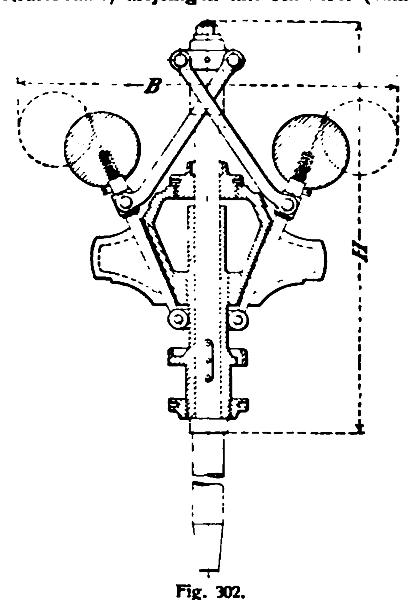



Fig. 302.

Blei eingerichteter) Hülse für solche mit größerem Kraftbedarf oder mit stärkerem Rückdruck auf die Hülse angewendet

### 6. Steinle-Regulator.

Auch bei diesem Regulator mit gekreuzten Pendel- und offenen Hülsenstangen (Fig. 302) zeigt die $n$-Kurve einen günstigen pseudoastatischen Verlauf.

Von Herm. Hartung Nachf. in Düsseldorf gebaute derartige Regulatoren kommen für nachstehende Leistungen und Abmessungen in den Handel[1]).

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 120 | 12,5 | 40 | 0,5 | 390 | 420 |
| 2 | 100 | 25 | 50 | 1,25 | 500 | 515 |
| 3 | 90 | 37,5 | 60 | 2,25 | 600 | 610 |
| 4 | 80 | 50 | 70 | 3,50 | 690 | 710 |
| 5 | 130 | 50 | 65 | 3,25 | 510 | 505 |
| 6 | 115 | 62,5 | 75 | 4,70 | 615 | 610 |
| 7 | 107 | 87,5 | 80 | 7,00 | 650 | 650 |
| 8 | 120 | 112,5 | 80 | 9,00 | 700 | 710 |
| 9 | 120 | 140 | 100 | 14,00 | 780 | 800 |
| 10 | 120 | 190 | 120 | 22,80 | 880 | 920 |
| 11 | 120 | 288 | 140 | 40,30 | 980 | 960 |
| 12 | 110 | 487,5 | 150 | 73,00 | 1065 | 1100 |

Über die Berechnung der Federregulatoren siehe nachstehend unter c) 3 (S. 335 u. f.).

## c) Beurteilung der Pendelregulatoren auf Grund von Diagrammen[2]).

### 1. Konstruktion und Bedeutung der $C$-Kurven.

Bezeichnet

$G$ das Gewicht und $M$ die Masse aller Schwungkörper zusammen,

$C$ deren gesamte Centrifugalkraft,

$Q$ das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse,

$x$ den Abstand des Schwerpunktes $M$ von der Spindel,

so findet sich die Winkelgeschwindigkeit $\omega$ bezw. die minutliche Umlaufzahl $n$ des Regulators aus

$$C = \omega^2 M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} G x.$$

Bestimmt man die Kräfte $C$ in den verschiedenen Regulatorstellungen durch Rechnung oder Zeichnung und trägt dieselben als Ordinaten von einer Wagerechten aus senkrecht unter den Schwerpunkten $M$ ab, so liegen die Endpunkte auf einer Kurve — der sog. $C$-Kurve —, die, da sie über den Charakter des Regulators in den einzelnen Wirkungsgebieten Aufschluß gibt, auch die Charakteristik des Regulators genannt wird.

---

[1]) Steinle-Regulatoren werden auch von Zabel & Co. in Quedlinburg und von Steinle & Hartung ebendaselbst gebaut.

[2]) Vergl. M. Tolle: „Beiträge zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. 1896, S. 1424.

Für den beliebigen Punkt $P_u$ (Fig. 303) einer so ermittelten $C$-Kurve folgt

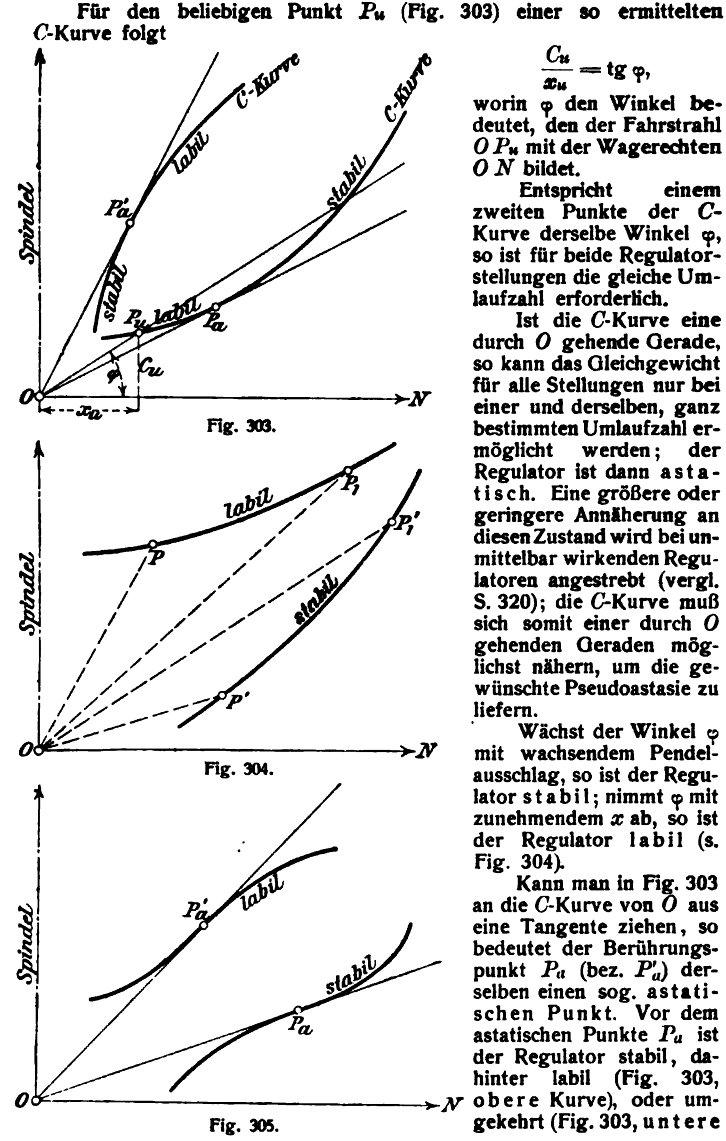



Fig. 303.



Fig. 304.



Fig. 305.

$$\frac{C_u}{x_u} = \operatorname{tg} \varphi,$$

worin $\varphi$ den Winkel bedeutet, den der Fahrstrahl $O\,P_u$ mit der Wagerechten $O\,N$ bildet.

Entspricht einem zweiten Punkte der $C$-Kurve derselbe Winkel $\varphi$, so ist für beide Reglerstellungen die gleiche Umlaufzahl erforderlich.

Ist die $C$-Kurve eine durch $O$ gehende Gerade, so kann das Gleichgewicht für alle Stellungen nur bei einer und derselben, ganz bestimmten Umlaufzahl ermöglicht werden; der Regulator ist dann astatisch. Eine größere oder geringere Annäherung an diesen Zustand wird bei unmittelbar wirkenden Regulatoren angestrebt (vergl. S. 320); die $C$-Kurve muß sich somit einer durch $O$ gehenden Geraden möglichst nähern, um die gewünschte Pseudoastasie zu liefern.

Wächst der Winkel $\varphi$ mit wachsendem Pendelausschlag, so ist der Regulator stabil; nimmt $\varphi$ mit zunehmendem $x$ ab, so ist der Regulator labil (s. Fig. 304).

Kann man in Fig. 303 an die $C$-Kurve von $O$ aus eine Tangente ziehen, so bedeutet der Berührungspunkt $P_a$ (bez. $P_a'$) derselben einen sog. astatischen Punkt. Vor dem astatischen Punkte $P_a$ ist der Regulator stabil, dahinter labil (Fig. 303, obere Kurve), oder umgekehrt (Fig. 303, untere

Kurve). Ist $P_a$ ein Wendepunkt der $C$-Kurve (Fig. 305), so ist der Regulator ganz stabil oder ganz labil.

Zieht man in Fig. 306 durch die Endpunkte $P_u$ und $P_o$ des benutzten Teiles der $C$-Kurve Strahlen von $O$ aus, schneidet diese durch

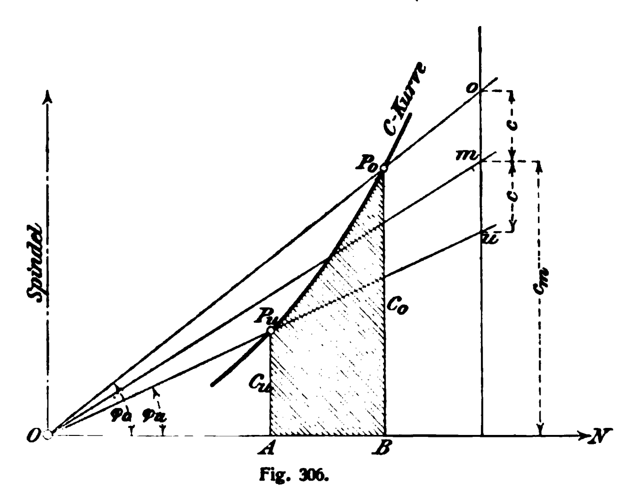



Fig. 306.

eine beliebige Senkrechte in $o$ und $u$ und mißt die Strecke $c_m$ von $ON$ bis zur Mitte $m$ zwischen $o$ und $u$, so erhält man den **Ungleichförmigkeitsgrad**

$$\delta = \frac{c}{c_m}.$$

Ist umgekehrt $\delta$ gegeben, und soll die einer tiefsten Muffenstellung entsprechende höchste Stellung ermittelt werden, so ist $OP_u$ bis zum Schnittpunkte $u$ mit der beliebig auf $ON$ errichteten Senkrechten zu ziehen, auf dieser $MO = 2c = 2\delta c_m$ nach oben abzutragen und mit $Oo$ die $C$-Kurve im gesuchten höchsten Punkte zu schneiden.

Es ist selbstverständlich, daß in der Nähe eines astatischen Punktes $P_a$ der Ungleichförmigkeitsgrad am leichtesten klein zu halten ist; man verwendet deshalb zweckmäßig solche Stücke der $C$-Kurve, die ungefähr mit $P_a$ beginnen und stabil sind.

Die $C$-Kurve ermöglicht ferner eine unmittelbare Bestimmung des **Arbeitsvermögens** $\mathfrak{A}$ eines Regulators.

Beachtet man nämlich, daß sich Energie $S$ und Centrifugalkraft $C$ eines Regulators in jeder Stellung desselben das Gleichgewicht halten, und daß für eine unendlich kleine Verschiebung der Muffe $ds$ die Schwungkugeln in Richtung der Centrifugalkraft $C$ um $dx$ nach außen rücken, so folgt

$$C\,dx = S\,ds$$

und

$$\mathfrak{A} = \int S\,ds = \int C\,dx.$$

Das **Arbeitsvermögen** ist in Fig. 306 durch die von der Grundlinie $ON$, der $C$-Kurve und den beiden Endwerten der Centrifugalkräfte $C_u$ und $C_o$ eingeschlossene Fläche $\mathfrak{A} = \int C\,dx = A\,P_u\,P_o\,B$ dargestellt.

Auch für **Flachregler** mit beliebig gestaltetem Schwungkörper bleiben die vorstehenden Beziehungen gültig, wenn man von einer zu $AI$ (Fig. 307) senkrechten Achse $ON$ aus unter dem Schwerpunkte $S_o$ des Schwungkörpers die Centrifugalkraftmomente $\mathfrak{M}$ des Pendels von der Masse $M$ und dem Gewichte $G$ als Ordinaten errichtet. Die $\mathfrak{M}$-Kurve ist dann genau so zu benutzen, wie die $C$-Kurve der vorstehend genannten sog. Kegelregulatoren. Zur Bestimmung von $n$ gilt hier

$$\mathfrak{M} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g}\, a\, G\, x.$$

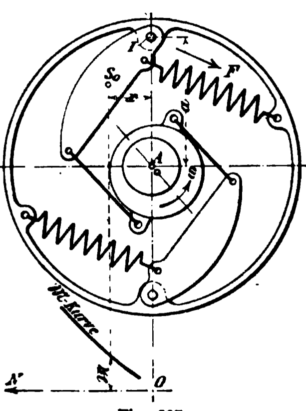


Fig. 307.

Den Centrifugalkräften des umlaufenden Schwungkörpers ist durch die Spannkraft $F$ angreifender Federn in den einzelnen Stellungen Gleichgewicht zu halten.

Über einen mit **Trägheitsring** versehenen Flachregler (Bauart **Lentz**) s. unter „**Dampfmaschinen**“.

Für die weiteren Untersuchungen zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren empfiehlt es sich, die von $G$ und $Q$ herrührenden Anteile der Centrifugalkraft ($C_g$ und $C_q$) **getrennt** zu ermitteln und als Ordinaten zu einer $C_g$- **und** $C_q$-**Kurve** aufzutragen. Es ist dann

$$C = C_g + C_q.$$

## 2. Gewichtsregulatoren.

### a) Unmittelbare Aufhängung des Pendels.

Für den **allgemeinen Fall** ergibt Fig. 308 — es sind hier $Q = 80$ kg und $G = 40$ kg zugrunde gelegt — alle erforderlichen Größen durch Zeichnung, wie folgt.

$C_g$-**Kurve.** $G$ und $C_g$ sind an dem Pendel $I\,II\,M$ im Gleichgewicht, wenn ihre Resultierende $R$ durch den festen Drehpunkt $I$ geht. Man trägt daher von $I$ aus $G$ senkrecht nach unten ab und zieht durch den Endpunkt die Wagerechte $gg$, so schneiden die Linien $IM$ auf der letzteren die gesuchten $C_g$ für die einzelnen Regulatorstellungen ab.

$C_q$-**Kurve.** Die Wirkung von $Q$ überträgt sich auf das Pendel $I\,II$ durch die Schubstange $II\,III$. Die Zugkraft $S_q$ in dieser folgt durch Zerlegung von $Q$ in die Horizontalkomponente $H$ und nach der Richtung von $II\,III$. Da $H$ auf jeder Seite der Spindel erscheint, heben sich ihre Wirkungen auf. $S_q$ und $C_q$ müssen am Pendel $I\,II$ im Gleichgewicht stehen unter Vermittelung einer Zapfenreaktion $R'$,

die einerseits durch $I$, andererseits durch den Schnittpunkt $B$ von $C_q$ und $S_q$ gehen muß. Die Größen von $R'$ und der gesuchten $C_q$ finden sich dann aus dem Kräftedreieck $IAD$, in welchem $IA$ gleich und parallel $S_q$ dadurch gemacht worden ist, daß $Q$ von $I$ aus senkrecht nach oben abgetragen, durch den Endpunkt von $Q$ die Wagerechte $qq$

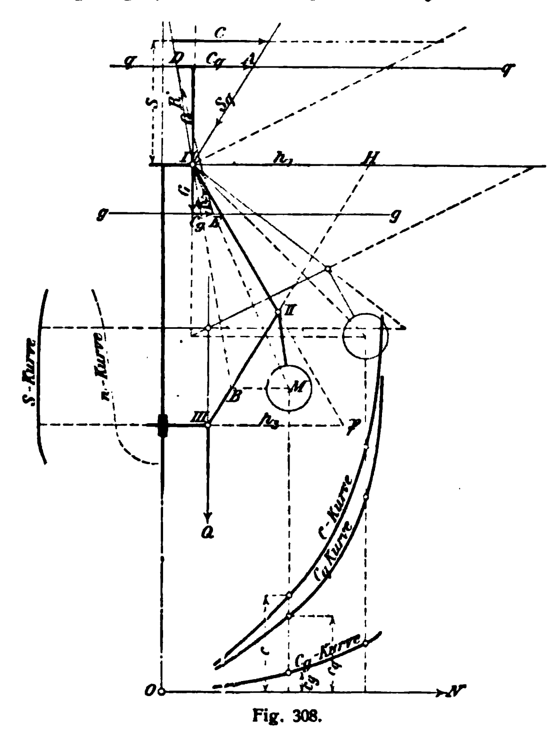



Fig. 308.

gelegt, $BI$ über $I$ hinaus verlängert und schließlich durch $I$ zur Schubstange die Parallele $IA$ gezogen ist.

Energie $S$. Es ist stets

$$\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q};$$

man erhält somit $S$ als Höhe aus einem zu $IAD$ ähnlichen Dreieck mit $C$ als Grundlinie.

Zapfendrücke. Die Resultierende von $R$ und $R'$ bedeutet den gesamten Druck $Z_1$ auf den Zapfen $I$; derselbe ist durch die Verbindungslinie $DE$ seiner Größe und Richtung nach gegeben. $S_q$ ist der Zapfendruck für $II$ und $III$. Hiermit lassen sich die bezüglichen Zapfendurchmesser $d_1$, $d_2$ und $d_3$ berechnen.

Die Eigenreibung $R$ (auf die Hülse bezogen) ergibt sich, wenn $I\,H = h_1$ und $III\,\mathfrak{P} = h_3$, ferner $\mu$ den Zapfenreibungkoeffizienten bedeutet, aus

$$R = \frac{\mu}{2\,h_1}(Z_1\,d_1 + Z_2\,d_2) + \frac{\mu}{2\,h_3}(Z_2\,d_2 + Z_3\,d_3)$$

und, wenn $d_1 = d_2 = d_3$, allgemein $= d$ gesetzt wird, aus

$$R = \frac{\mu\,d}{2}\left[\frac{Z_1 + Z_2}{h_1} + \frac{Z_2 + Z_3}{h_3}\right].$$

Für den von der Eigenreibung herrührenden Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon_r$ gilt

$$\varepsilon_r = \frac{R}{S}.$$

Für die Auswahl der Größe eines Regulators ist zumeist die sog. nützliche Verstellungskraft $W$ maßgebend. Die dieser entsprechende Energie $S$ folgt bei einem angenommenen gesamten Unempfindlichkeitsgrade $\varepsilon_r$ aus

$$\varepsilon_w = \varepsilon - \varepsilon_r$$

mit

$$S = \frac{W}{\varepsilon_w} = \frac{W + R}{\varepsilon}.$$

Für rhombische Aufhängung des Pendels ($I$ und $III$ haben gleichen Abstand von der Spindel, $I\,II = II\,III$, $I\,II\,M$ liegen auf einer Geraden), d. h. bei den Regulatoren von Watt, Porter und Kley, sind die $C_g$-, $C_q$- und $C$-Kurve von gleicher stabiler Gestalt. $Q$ und $G$ können, ohne $\delta$ zu beeinflussen, behufs Erzielung anderer Umdrehungszahlen beliebig abgeändert werden. (Durch Kreuzung der Stangen läßt sich der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta$ nach Belieben verringern.) Es ist ferner die Energie $S$ im allgemeinen konstant, während die Größe $R$ der Eigenreibung und damit auch $\varepsilon_r$ für die oberen Stellungen wesentlich niedriger ist als für die unteren.

β) Umgekehrte Aufhängung des Pendels.

Hierhin gehören die Regulatoren von Pröll und Steinle. Betreffs der in ähnlicher Weise wie unter α) durch Zeichnung zu findenden Kurven der Centrifugalkräfte ist anzuführen, daß die $C_g$-Kurve derartiger ausgeführter Regulatoren in der Regel einen astatischen Punkt $P_a$ aufweist und somit in dessen Nähe pseudoastatisch verläuft. Die $C_q$-Kurve besitzt dagegen einen stark statischen Charakter, und auch die $C$-Kurve behält diesen Charakter, obwohl ihn die $C_g$-Kurve der Pseudoastasie näherrückt. Es ist somit nur durch labilen Verlauf der $C_g$-Kurve eine gewisse Pseudoastasie erreichbar. Kommt der für gewisse Verhältnisse nötige Ungleichförmigkeitsgrad dadurch zustande, daß die entgegengesetzten Eigenschaften der $C_g$- und $C_q$-Kurve sich ausgleichen, so liegt die Gefahr vor, daß bei einer Änderung einer der beiden Größen $G$ oder $Q$, wie sie gebräuchlich ist, um hierdurch einen Regulator für eine andere Umdrehungszahl einzurichten, die $C$-Kurve ihren Charakter verliert; am nachteiligsten ist natürlich eine derartige Änderung, durch welche die $C$-Kurve labil wird.

Besondere Vorteile bieten die Regulatoren mit umgekehrter Aufhängung des Pendels nicht. Den Kley-Regulatoren gegenüber be-

sitzen sie den Nachteil, daß bei gleichen Gewichten die Energie $S$ kleiner, die Eigenreibung $R$ bezw. $\varepsilon_r$ und ebenso der gesamte Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon$, insbesondere bei kleineren Umdrehungszahlen, größer wird.

### 3. Federregulatoren.

Die an Stelle der Gewichte mit Federn belasteten Regulatoren gestatten, wie schon S. 321 hervorgehoben, bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren. Es läßt sich durch passende Wahl der Federabmessungen beliebige Annäherung an die Astasie herbeiführen und da der Charakter des Regulators vollkommen von dem Verhalten der Feder abhängig ist, durch Spannen oder Entspannen derselben der Ungleichförmigkeitsgrad nach Bedarf abändern.

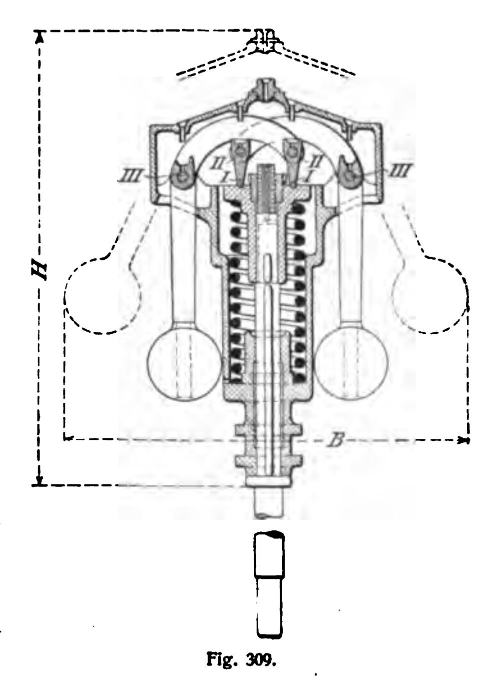


Fig. 309.

Als Beispiel zur Ermittelung der Centrifugalkräfte $C$ und der $C$-Kurven u. s. w. eines Federregulators durch Rechnung und Zeichnung diene der in Fig. 309 dargestellte Winkelhebelregulator von R. Trenck in Erfurt mit Gewichts- und Federbelastung.

Der Drehpunkt $III$ ist mit der Hülse verbunden und wird somit lotrecht, der Endpunkt $II$ angenähert in einer Wagrechten durch Stelzen $I$ $II$ geführt, die um den festen Punkt $I$ schwingen.

Die Federbelastung $F$ soll dem größten Teile der Centrifugalkraft das Gleichgewicht halten; die entsprechende $C_f$-Kurve muß also schon einen fast astatischen Charakter zeigen, damit nach Ausgleich derselben mit der $C_g$- und $C_q$-Kurve die gesamte $C$-Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält.

Unter der Voraussetzung, daß Punkt $II$ genau wagerecht geführt wird, ergibt sich $C_q$ durch folgende Überlegung.

Zieht man in dem Fig. 310 ersichtlichen Schema eines Trenck-Regulators durch $II$ eine Lotrechte, durch $III$ eine Wagrechte, so liefert der Schnitt beider den augenblicklichen Drehpunkt für den

Winkelhebel, den Pol $\mathfrak{P}$. Bei einem Ausschlag des Armes $a$ um den Winkel $\alpha$ aus der Senkrechten gilt

$$Q\,b\cos(\alpha-\gamma)=C_q\,a\cos\alpha;$$

$$C_q=Q\,\frac{b}{a}\,\frac{\cos(\alpha-\gamma)}{\cos\alpha}=Q\,\frac{b}{a}(\cos\gamma+\sin\gamma\,\mathrm{tg}\,\alpha)\;.\;.\;.\;\mathbf{49}$$

Für $\beta=90^0$ oder $\gamma=0$ wird

$$C_q=Q\,\frac{b}{a}=\text{konst.},$$

d. h. die $C$-Kurve ist, da für kleine Ausschlagwinkel $\alpha$ sich $C_q$ nur ganz unbedeutend ändert, eine zur Achse $O\,N$ (Fig. 311) parallele Gerade und mithin derart labil, daß $Q$ durch eine mit steigender Muffe zunehmende Federkraft $F$ ersetzt werden muß. $C_g$ findet sich aus der Gleichung

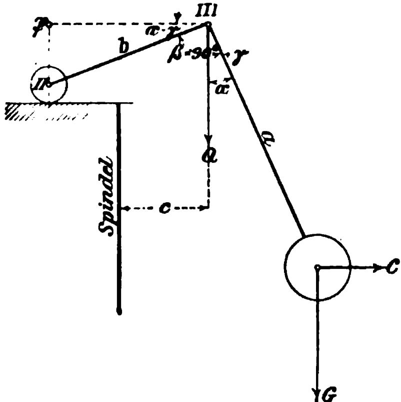


Fig. 310.

$$C_g\,a\cos\alpha=G\,[a\sin\alpha+b\cos(\alpha-\gamma)],$$

zu

$$C_g=G\left[\mathrm{tg}\,\alpha\left(1+\frac{b}{a}\sin\gamma\right)+\frac{b}{a}\cos\gamma\right].$$

Der Form nach stimmt bezüglich des Ausschlagwinkels $\alpha$ dieser Ausdruck mit dem für $C_q$ (Gl. 49) überein.

Mit Berücksichtigung der wirklichen Bahn des Zapfens $II$ lassen sich alle maßgebenden Größen am einfachsten zeichnerisch ermitteln, was in Fig. 311 durchgeführt ist.

Es sind hier folgende Maße zugrunde gelegt: Hülsengewicht $Q=68$ kg; Gewicht aller Schwungmassen $G=16$ kg; Muffenhub $=$ 54 mm; mittlere Centrifugalkraft $C_m=115$ kg — bei einem Abstande der Schwungmassen $x=0{,}2$ m, entsprechend einer mittleren Umlaufzahl von 180 in der Minute.

Mit einem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta=0{,}02$ lassen sich die Werte der Centrifugalkräfte $C$ für die höchste und tiefste Stellung nach Fig. 306 (S. 331) ermitteln.

Legt man in Fig. 311 durch $III$ (bezw. durch die der tiefsten, mittleren und höchsten Muffenstellung entsprechenden Punkte $III_1$, $III_3$ und $III_5$) eine Wagerechte, so schneidet diese auf der Stelzenrichtung $I\,II$ den Pol $\mathfrak{P}$ ab. Zieht man $\mathfrak{P}\,M$, verlängert diese Linie über $M$ hinaus und setzt sie mit $G$ zu einem Kräftedreieck zusammen, so erhält man $C_g$. In gleicher Weise findet sich $C_q$ aus $Q$, indem man durch $M$ die Wagerechte $M\,B$ legt, diese in $B$ zum Schnitt mit der Lotrechten durch $III$ bringt und in dem Kräftedreieck $b' \parallel B\,\mathfrak{P}$ zieht. Damit sind die $C_g$- und $C_q$-Kurven bestimmt. Die an der gesamten

Centrifugalkraft $C$ noch fehlenden Beträge $C-(C_g+C_q)$ ergeben dann für die äußersten Muffenstellungen die Werte $C_f$, womit die kleinste und größte Federspannung nach dem in Fig. 311 angegebenen Ver-

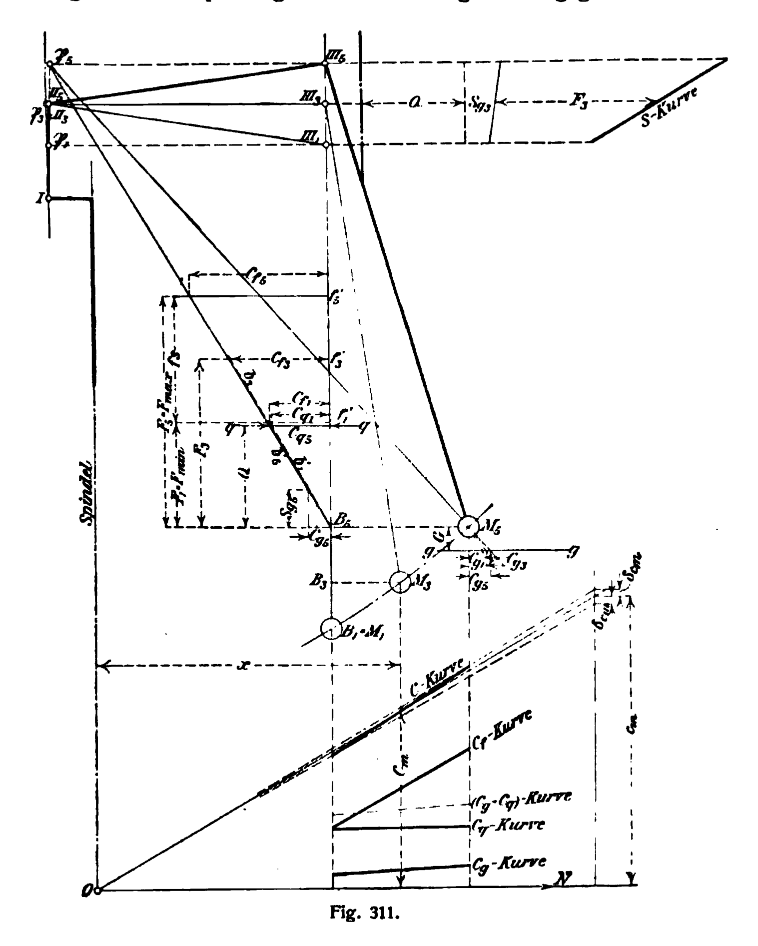



Fig. 311.

fahren gefunden werden. Nachdem auch für Zwischenstellungen der Muffe aus den Federspannungen die entsprechenden Werte $C_f$ ermittelt sind, lassen sich die $C_f$-Kurve und die $C$-Kurve fertigstellen.

Die $C_g$-Kurve ist astatisch. Da $C_q$, wie schon ausgeführt, fast konstant ist, so muß das Stellzeug genau ausbalanciert werden.

Federberechnung.

Bezeichnet

$F_{max}$ die größte, $F_{min}$ die kleinste } Federspannung in kg,

$f$ die Zunahme an Federspannung bei 1 cm Zusammendrückung (bei z. B. $s$ cm Zusammendrückung $f = \frac{F_{max} - F_{min}}{s}$) in kg/cm,

$r$ den mittleren Halbmesser der Windungen in cm,

$m$ die Anzahl der Windungen,

$d$ die Drahtdicke in cm,

so gilt für cylindrische Schraubenfedern mit kreisförmigem Querschnitte (vergl. S. 54).

$$F_{max}\, r = \frac{\pi}{16}\, d^3\, k_d \sim \frac{1}{5}\, d^3\, k_d$$

und

$$m = \frac{d^4\, G}{64\, f}\, \frac{1}{r^3};$$

hierin kann die zulässige Drehungsspannung $k_d = 3500$ kg/qcm (für guten gehärteten Federstahl), der Gleitmodul $G = 800000$ kg/qcm gesetzt werden.

Die Energie $S$ setzt sich aus zwei Teilen zusammen: aus der Gewichts- und Federbelastung $Q + F$ und einem von $G$ herrührenden (im allgemeinen veränderlichen) Betrage $S_g$; für den letzteren gilt

$$\frac{S_g}{C_g} = \frac{Q}{C_q}.$$

Mittels dieses Ausdruckes ist $S_g$ rechnerisch oder graphisch (mit Hilfe zweier ähnlicher Dreiecke) zu bestimmen; schließlich erhält man dann

$$S = Q + F + S_g.$$

$S$ wächst (hauptsächlich infolge der zunehmenden Federspannung $F$) nach oben hin bedeutend.

Die auf die Muffe bezogene Eigenreibung $R$ wächst anfangs langsam, dann ziemlich schnell; auch der durch $R$ hervorgerufene Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon_r$ (im Mittel $\sim 1\%$) nimmt nach oben hin zu.

Eine Änderung der Umlaufzahl durch Änderung der Federspannung ist unzulässig, deshalb wird eine besondere Einrichtung zur Tourenänderung geliefert.

Der reduzierte Hub $s_r$ (s. S. 321) ist im Mittel gleich $^1/_2\, s$ = dem halben Hube.

Trenk-Regulatoren.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Mittlere Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 300 | 42 | 30 | 1,3 | 300 | 355 |
| 1 | 280 | 63 | 40 | 2,5 | 365 | 425 |
| 2 | 260 | 100 | 50 | 5 | 430 | 490 |
| 3 | 240 | 162 | 60 | 9,7 | 510 | 570 |
| 4 | 220 | 240 | 70 | 16,8 | 600 | 670 |
| 5 | 200 | 340 | 80 | 27,2 | 700 | 780 |
| 6 | 180 | 450 | 95 | 42,7 | 820 | 910 |
| 7 | 160 | 610 | 115 | 70 | 950 | 1075 |
| 8 | 160 | 760 | 115 | 87,5 | 990 | 1075 |

Gleiche Bauart wie der Trenk-Regulator — nur Rollenführung anstatt der Stelzen — und gleiche Eigenschaften hat der alte Federregulator der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co. in Erfurt.

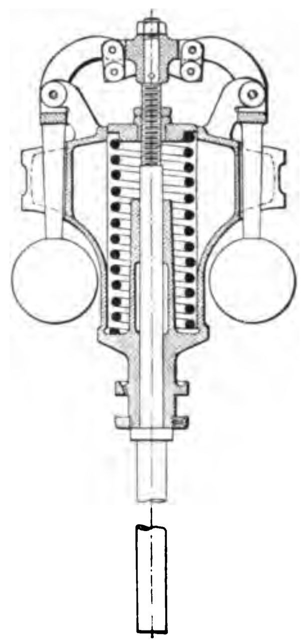


Fig. 312.

Auch der in Fig. 312 dargestellte Winkelhebelregulator von Zabel & Co. in Quedlinburg unterscheidet sich nur unwesentlich von dem Trenk-Regulator. Die Enden der Winkelhebel werden hier durch oberhalb aufgehängte Gelenke annähernd in einer Wagerechten geführt.

Eine Abänderung der Umlaufzahl durch Spannen oder Entspannen der Feder ist ohne erhebliche Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades auch bei diesem Regulator wegen des labilen Charakters der $C_q$-Kurve nicht zulässig. Dagegen lassen sich mittels der freigelegten Spannmutter durch das Stellzeug hervorgerufene Be- oder Entlastungen der Muffe ausgleichen.

Der reduzierte Hub beträgt $s_r = 0{,}3\,s$ bis $0{,}4\,s$, das Hülsengewicht nur noch etwa $^1/_{10}$ der Federbelastung. Zur Veränderung der Umlaufzahl werden 2 bis 3 Zusatzfedern angeordnet.

Den Federregulator mit entlasteten Gelenken von H. Hartung Nachf. in Düsseldorf zeigt Fig. 313.

Zabel-Regulatoren.

| Muffenhub $s$ mm | Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Mittlere Energie $S$ kg | Arbeits-vermögen mkg | Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Mittlere Energie $S$ kg | Arbeits-vermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 40 | 1 | 240 | 58 | 2,32 | 1S | 280 | 80 | 3,2 | 380 | 380 |
| 50 | 2 | 220 | 75 | 3 | 2S | 260 | 105 | 4,2 | 430 | 440 |
| 60 | 3 | 200 | 113 | 4,5 | 3S | 240 | 165 | 6,6 | 520 | 530 |
| 70 | 4 | 190 | 163 | 6,5 | 4S | 220 | 225 | 9 | 610 | 630 |
| 80 | 5 | 180 | 275 | 11 | 5S | 200 | 342 | 13,7 | 710 | 730 |
| 95 | 6 | 160 | 425 | 17 | 6S | 180 | 530 | 21,2 | 830 | 850 |
| 100 | 7 | 150 | 625 | 25 | 7S | 160 | 725 | 29 | 940 | 1000 |
| 100 | 7A | 140 | 775 | 31 | 7AS | 150 | 900 | 36 | 970 | 1010 |

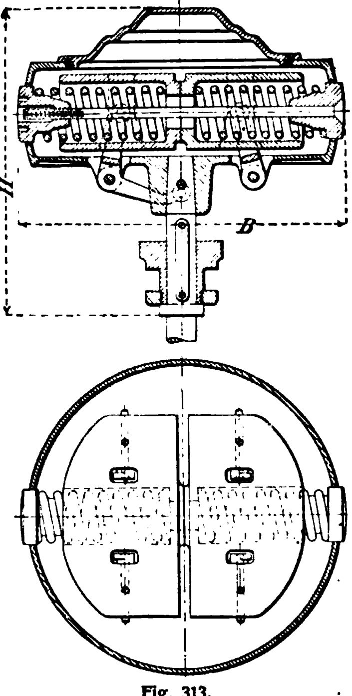



Fig. 313.

Die beiden angeordneten Druckfedern sind fest mit den Schwungmassen und diese gelenkig mit den Pendeln verbunden. Da die Federkraft unmittelbar der Centrifugalkraft entgegenwirkt, hat der Mechanismus zur Übertragung der Bewegung der Schwungmassen auf die Hülse keinerlei Kräfte auszuhalten; die Zapfen bleiben druckfrei, und es fällt der Unempfindlichkeitsgrad infolge der Eigenreibung sehr gering aus (im Mittel $\varepsilon_r =$ 0,3% — ohne Muffenbelastung).

Die $C_q$-Kurve ist stark labil: eine Änderung der Umlaufzahl durch Spannen der Feder ist deshalb unzulässig. Hierzu dienen Laufgewichte, die sowohl be- als auch entlastend auf die Muffe wirken können, oder Federwagen. Damit erhöht sich jedoch die Eigenreibung. Die gesamte $C$-Kurve ist gerade, was als ein Vorteil des Regulators anzusehen ist. Die Energie nimmt nach oben stark zu. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = \frac{1}{5}\,s$ für die kleineren bis $\frac{1}{8}\,s$ für die größeren Nummern.

Hartung-Regulatoren.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Mittlere Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 91 | 340 | 57,5 | 20 | 1,150 | 265 | 277 |
| 92 | 310 | 80 | 25 | 2,000 | 310 | 300 |
| 93 | 240 | 105 | 30 | 3,150 | 350 | 360 |
| 94 | 240 | 142 | 30 | 4,260 | 380 | 388 |
| 95 | 210 | 172 | 40 | 6,880 | 420 | 421 |
| 96 | 200 | 222 | 50 | 11,100 | 460 | 440 |
| 97 | 190 | 260 | 60 | 15,600 | 500 | 486 |
| 98 | 180 | 290 | 70 | 20,300 | 550 | 511 |
| 99 | 165 | 378 | 80 | 30,240 | 660 | 564 |
| 100 | 160 | 563 | 90 | 50,850 | 780 | 617 |
| 101 | 140 | 730 | 100 | 73,000 | 860 | 690 |
| 102 | 130 | 940 | 110 | 103,400 | 960 | 731 |

Federregulatoren gleicher Bauart mit konstanter Energie — die Verbindung der Winkelhebel mit der Muffe erfolgt durch symmetrisch angeordnete Glieder, die sich bei höchster Lage der letzteren schräg stellen — sind der Firma H. Hartung Nachf. unter D.R.P. Nr. 114 639 geschützt worden.

Bei dem von Theod. Wiedes Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz gebauten Federregulator von Tolle (Fig. 314) ist durch Anwendung von zwei Belastungsfedern — einer Längsfeder $m$ und einer Querfeder $n$ — die Möglichkeit gegeben, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Umlaufzahl durch Spannen der Längsfeder und den Ungleichförmigkeitsgrad durch Spannen der Querfeder zu ändern, wobei im letzteren Falle die gleichzeitig herbeigeführte Änderung der Umlaufzahl durch Entspannen der Längsfeder wieder ausgeglichen werden kann.

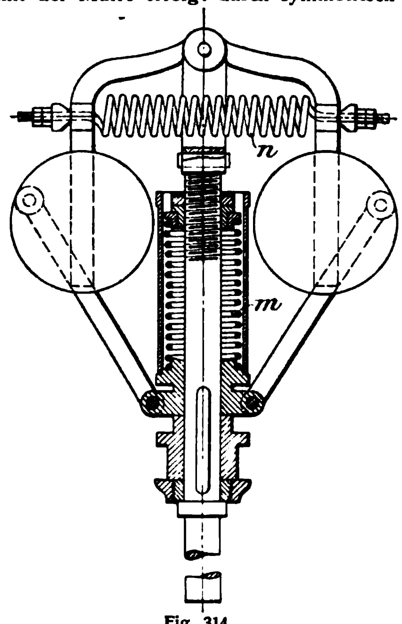


Fig. 314.

Die $C_q$- und ebenso die $C_g$-Kurve ist astatisch, die

Tolle-Regulatoren.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 360 | 31 | 28 | 0,87 | 260 | 278 |
| 1 | 340 | 53 | 33 | 1,75 | 306 | 322 |
| 2 | 320 | 80 | 38 | 3,1 | 358 | 383 |
| 3 | 300 | 112 | 44 | 4,9 | 410 | 426 |
| 4 | 300 | 130 | 48 | 6,2 | 438 | 457 |
| 5 | 300 | 151 | 51 | 7,7 | 474 | 485 |
| 6 | 300 | 175 | 55 | 9,6 | 510 | 534 |
| 7 | 290 | 212 | 60 | 12,7 | 560 | 581 |
| 8 | 280 | 252 | 66 | 16,6 | 608 | 634 |
| 9 | 260 | 296 | 72 | 21,3 | 666 | 685 |
| 10 | 250 | 394 | 80 | 31,5 | 762 | 791 |
| 11 | 230 | 576 | 100 | 57,6 | 910 | 940 |
| 12 | 220 | 750 | 110 | 82,5 | 1054 | 1095 |

gesamte $C$-Kurve fast gerade. Der Unempfindlichkeitsgrad infolge Eigenreibung beträgt im Mittel $\varepsilon_r = 0{,}8\,\%$. Die Energie $S$ ist fast konstant. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = {}^1/_{12}\,s$ für die kleineren bis ${}^1/_{15}\,s$ für die größeren Nummern.

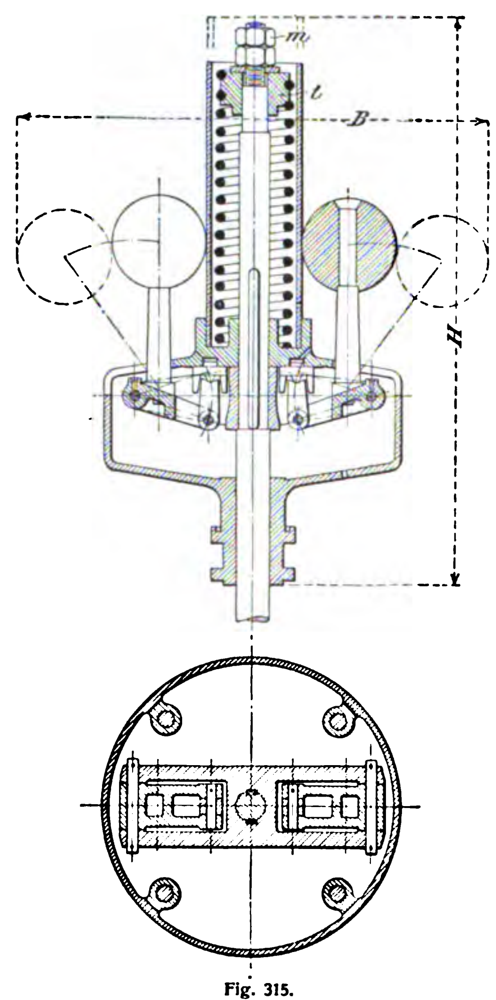



Fig. 315.

Der neue Federregulator von Franz Beyer & Co. in Erfurt (Fig. 315) gestattet ebenfalls den Ungleichförmigkeitsgrad und die Umlaufzahl ohne Änderung des ersteren einzustellen.

Behufs Verkleinerung oder Vergrößerung des Ungleichförmigkeitsgrades innerhalb der Grenzen von 2 % bis 10 % wird der Teller $t$ um einen gewissen Betrag aus der Belastungsfeder heraus- oder in diese hereingeschraubt und damit die Anzahl der zur Wirkung kommenden Windungen der Feder vergrößert oder verringert. Die Umlaufzahl wird durch weiteres Spannen oder durch Entspannen der Feder mittels der Spindelmuttern $m$ erhöht oder vermindert. Ergibt sich dabei eine labile Lage oder ein zu großer Ungleichförmigkeitsgrad, so kann durch Ein- oder Ausschalten einer entsprechenden Anzahl federnder Gänge nachgeholfen werden.

Die Drehpunkte der behufs Zugänglichkeit der Feder, und um den Schwerpunkt des Regulators tief legen zu können, in umgekehrter Lage aufgehängten Kugelarme sind in einem

an der Spindel befestigten Querhaupte gelagert. Damit wird, da auch die Hülse oben und unten an der Spindel geführt ist, ein ruhiger Gang des sowohl lotrecht als wagerecht anzuordnenden Regulators erreicht.

Beyer-Regulator.

| Nummer des Regulators | Minutliche Umlaufzahl $n$ | Mittlere Energie $S$ kg | Muffenhub $s$ mm | Arbeitsvermögen mkg | Größte Breite $B$ mm | Größte Höhe $H$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 300 | 40 | 30 | 0,51 | 310 | 405 |
| 11 | 280 | 84 | 40 | 1,40 | 395 | 515 |
| 12 | 260 | 154 | 50 | 3,00 | 490 | 600 |
| 13 | 240 | 233 | 60 | 5,70 | 570 | 670 |
| 14 | 220 | 340 | 70 | 9,45 | 655 | 780 |
| 15 | 200 | 500 | 80 | 15,20 | 760 | 900 |
| 16 | 180 | 683 | 95 | 25,65 | 885 | 1035 |
| 17 | 160 | 958 | 115 | 43,70 | 1035 | 1190 |

# VI. Maschinenteile zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten.

## A. Cylinder.

Die hierunter gehörigen, zumeist aus Gußeisen, sonst auch aus Stahlguß, Bronze oder aus anderen, den jeweiligen Verhältnissen angepaßten Legierungen hergestellten Cylinder finden bei Pumpen und bei Dampfmaschinen (Verbrennungsmotoren) Verwendung. Hiernach unterscheidet man Pumpencylinder und Dampfcylinder.

### a) Pumpencylinder.

Diese bilden den Hauptkörper der zur Förderung von Flüssigkeiten, wie auch zur Erzeugung von Druckwasser (Druckluft) dienenden Pumpen (Kompressoren).

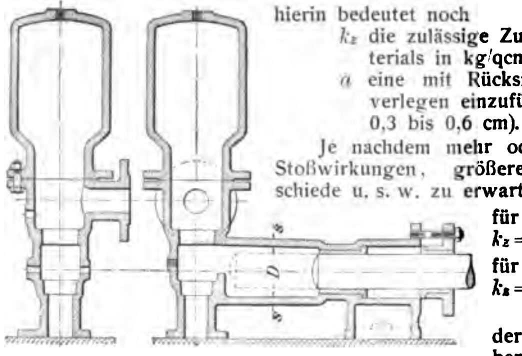
Fig. 316 zeigt den zu einer liegenden einfachwirkenden Plungerpumpe gehörigen gußeisernen Cylinder mit angegossenem Ventilkasten und aufgeschraubtem Druckwindkessel.

Die Wandstärke $s$ (in cm) dieses nicht auszubohrenden Cylinders vom inneren Durchmesser $D$ (in cm) kann, sofern nur Rücksichten auf Herstellung, Fortschaffung und Aufstellung maßgebend sind, nach C. v. Bach genommen werden

$$\left.\begin{array}{l} s = {}^1/_{50}\, D + 1{,}0 \text{ cm, wenn stehend gegossen} \\ s = {}^1/_{40}\, D + 1{,}2 \text{ cm, wenn liegend gegossen} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 50$$

Der innere Flüssigkeitsdruck $p_i$ (in kg/qcm) erfordert eine Wandstärke (vergl. Gl. 1, S. 55)

$$s = 0{,}5 \left[ \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}} - 1 \right] D + a \text{ cm}; \quad . \quad . \quad . \quad 51$$


Fig. 316.

hierin bedeutet noch

$k_z$ die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm.

$a$ eine mit Rücksicht auf das Kernverlegen einzuführende Größe ($a$ = 0,3 bis 0,6 cm).

Je nachdem mehr oder weniger heftige Stoßwirkungen, größere Temperaturunterschiede u. s. w. zu erwarten sind, wählt man

für Gußeisen und Bronze $k_z = 100$ bis 200 kg/qcm,

für Stahlguß und Bronze $k_z = 200$ bis 400 kg/qcm.

Der größere Wert der aus Gl. 50 und 51 berechneten Wandstärke ist beizubehalten.

Auszubohrende gußeiserne Pumpencylinder sollen bei eingetretener Abnutzung ein- oder zweimal nachgebohrt werden können; sie erhalten demzufolge eine um etwa 0,5 bis 1,0 cm größere Wandstärke als nicht auszubohrende Cylinder.

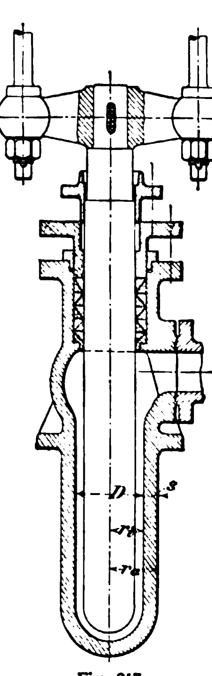


Fig. 317.

Cylinder von großem Durchmesser und für hohen Druck werden durch angegossene Umfangs- und Längsrippen versteift.

Bei dem Entwurfe eines Pumpencylinders mit angegossenem oder angeschraubtem Ventilkasten sind scharfe Ecken, plötzliche Querschnittsveränderungen bezw. Ablenkungen des Flüssigkeitsstromes zu vermeiden. Die Saugventile sind möglichst nahe an den Pumpenkörper, die Druckventile, zur Verhütung von Luftansammlungen, möglichst an der höchsten Stelle desselben anzuordnen.

Die zur Befestigung von Deckeln u. s. w. an vorstehenden Flanschen des Pumpencylinders dienenden Schrauben sind, um die Biegungsbeanspruchung der Deckel und der Cylinderwandung herabzumindern, der letzteren so weit zu nähern, als es mit Rücksicht auf das Einbringen der Schrauben und das Nachziehen der Muttern geschehen kann.

Verschiedene Formen von Pumpencylindern siehe unter „Kolbenpumpen".

Den zu einer stehenden Preßpumpe gehörigen Cylinder — Preßcylinder — zeigt Fig. 317.

Die Wandstärke ist nach Gl. 51 unter Vernachlässigung der Größe $a$ zu berechnen, wobei man für $k_z$ die folgenden Werte zulassen muß:

für Gußeisen[1]) und Bronze $k_z = 300$ bis $600$ kg/qcm,
„ Phosphorbronze $k_z = 500$ „ $1000$ „
„ Stahlguß mindestens $k_z = 1000$ „ $1200$ „
„ Schweißeisen[2]) $k_z = 900$ „ $1800$ „

Den oberen Grenzwerten von $k_z$ darf man sich nur gezwungen nähern.

Für Stahlguß-Preßcylinder empfiehlt es sich, $k_z$ nach Gewährleistung des zu liefernden Hüttenwerkes zu wählen.

Die Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werke gewährleisten

für Martinstahl $k_z = 1250$ bis $3000$ kg/qcm,
„ Tiegelstahl $k_z = 2000$ „ $4500$ „

Der äußere Halbmesser $r_a$ eines Preßcylinders, dessen Kolben einen bestimmten Druck $P$ zu übertragen hat, wird nach Gl. 1 (S. 55) zu einem Kleinstwerte für

$$p_i = 0{,}36\, k_z;$$

demnach nach Gl. 51

$$s_{(\min)} = 0{,}5\, r_i \text{ oder } r_{a\,(\min)} = 1{,}5\, r_i.$$

Für die Formgebung der Preßcylinder gilt das bei den Pumpencylindern Bemerkte.

### b) Dampfcylinder.

Mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung und Abnutzung der auszubohrenden gußeisernen Dampfcylinder kann nach C. v. Bach bei D cm lichtem Durchmesser derselben für gewöhnlich die Wandstärke $s$ bestimmt werden aus:

$$\left.\begin{array}{l} s = {}^1/_{50}\, D + 1{,}3 \text{ cm, wenn stehend gegossen,} \\ s = {}^1/_{40}\, D + 1{,}5 \text{ „ „ liegend „} \end{array}\right\} \quad . \; . \quad \mathbf{52}$$

Die für den inneren Überdruck $p_i$ des Dampfes aus Gl. 1 (S. 55) berechnete Wandstärke würde kleiner ausfallen, als aus den vorstehenden Gleichungen hervorgeht.

Stehend angeordnete wie auch liegende Cylinder für verhältnismäßig kurzen Kolbenhub können um 10% bis 20% schwächer gehalten werden, als die Gl. 52 ergeben.

Die Stärke der Flanschen ist $1{,}3\, s$ bis $1{,}4\, s$ zu nehmen.

Fig. 318 zeigt den Hochdruckcylinder einer stehenden Schieber-Verbundmaschine $\frac{445-700}{600}$ mit zugehörigem Deckel und Schieberkasten nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz.

Behufs Mantelheizung ist der Cylinder mit einem durch Kopfschrauben gehaltenen Einsatz (Laufbüchse) versehen, dessen Abdichtung gegen den Heiz- und Arbeitsraum des Cylinders in der Fig. 318 ersichtlichen Weise durch zu verstemmende Kupferringe erfolgt. Die

---

[1]) Durch wiederholtes Umschmelzen der Masseln und Ausgießen zu Platten, auch unter Umständen durch Zusatz von Schweißeisen im Kupolofen (Stirlingmetall) erhält man ein Material, für das $k_z = 500$ bis $750$ kg/qcm noch zulässig erscheint.

[2]) Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Herstellung aus Quadrateisen erfolgt, das schraubenförmig um einen Cylinder gewunden und in der Achsenrichtung geschweißt wird.

beiderseitigen Absätze an der Innenfläche der Laufbüchse werden von den Liderungsringen des Kolbens in seinen Endstellungen etwas (1 bis 2 mm) überschritten.

Zuweilen wird der Heizmantel mit dem Dampfcylinder aus einem Stück gegossen; der ringförmige Zwischenraum zwischen beiden —

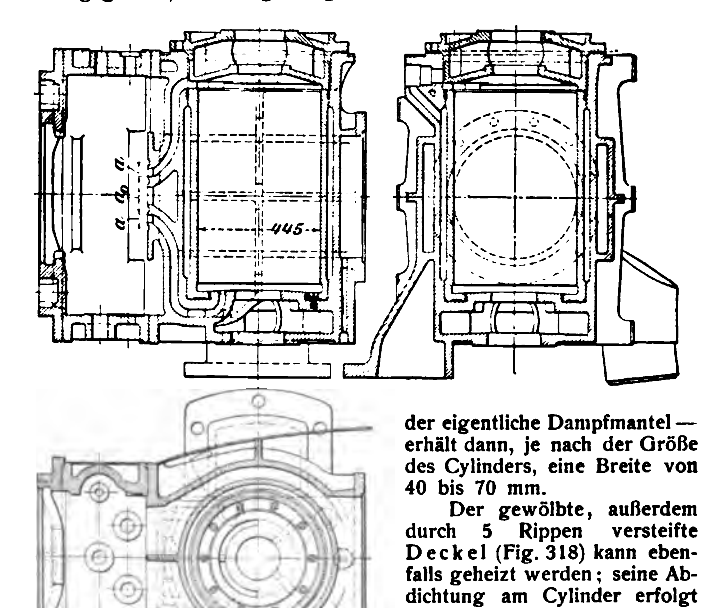



Fig. 318.

der eigentliche Dampfmantel — erhält dann, je nach der Größe des Cylinders, eine Breite von 40 bis 70 mm.

Der gewölbte, außerdem durch 5 Rippen versteifte Deckel (Fig. 318) kann ebenfalls geheizt werden; seine Abdichtung am Cylinder erfolgt durch geschliffene Flächen.

Die Anzahl der Deckelschrauben kann gewählt werden

$$i = {}^1/_8\, D + 4.$$

Zur Erzielung eines gleichmäßigen Dichtungsdruckes soll jedoch die Schraubenentfernung höchstens 15 cm betragen und ferner um so kleiner genommen werden, je geringer die Flanschenstärke ist.

Die zulässige Zugspannung $k_z$ des Kernquerschnittes der Deckelschrauben darf 300 kg/qcm nicht überschreiten.

Für die Berechnung der Querschnitte $f$ der Einlaßkanäle sind für gesättigten Dampf zweckmäßig Geschwindigkeiten $w_{max} =$ 30 bis 40 m/sek — bei größter Kolbengeschwindigkeit $c_{max}$ in m/sek (vergl. S. 267) — zugrunde zu legen. Bezeichnet $F$ den Kolbenquerschnitt in qcm, so ist der Kanalquerschnitt

$$f = F \frac{c_{max}}{w_{max}} \text{ qcm.}$$

Überhitzter Dampf verträgt zufolge seiner größeren Elastizität höhere Strömungsgeschwindigkeiten, d. h. es können bei Verwendung desselben die Dampfführungsquerschnitte am Cylinder wesentlich kleiner gehalten werden als bei einem mit gesättigten Dampf gespeisten Cylinder.

Bei Schiebersteuerungen sind die rechteckigen Kanäle im Schieberspiegel im allgemeinen möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite $a$, welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maßgebend ist, klein ausfällt.

Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $^1/_4$ bei kleinen, $^1/_6$ bei mittleren und $^1/_8$ bis $^1/_{10}$ bei großen Maschinen.

Der mittlere Auslaßkanal ist so zu bemessen, daß bei äußerster Schieberstellung noch mindestens eine Auslaßweite $a_0 = a$ bis $^4/_3\,a$ verbleibt.

Sämtliche Kanäle sollen möglichst schlanke Übergänge haben und im Schieberspiegel (auf etwa 1 cm) senkrecht zu diesem ausmünden, so daß eine Bearbeitung der steuernden Kanten möglich ist.

Der Dampf-Einlaßstutzen erhält einen Durchmesser $d_i$, der sich ergibt aus

$$\frac{\pi}{4} d_i^2 > f.$$

Für den Durchmesser $d_a$ des Auslaßstutzens gilt, je nach Ausführung,

$$d_a = d_i + 1{,}0 \text{ bis } 2{,}0 \text{ cm.}$$

Der Spielraum zwischen Deckel bezw. Boden und Kolben des Cylinders kann, je nach der Größe des letzteren, 0,4 bis 1,0 cm betragen.

Zum Anbringen von Entwässerungshähnen (nötigenfalls Sicherheitsventilen gegen Wasserschlag), Indikatoren, Schmiergefäßen u. s. w. ist der Cylinder mit Stutzen zu versehen; auch sind Rippen u. s. w. zur Befestigung des den Cylinder umgebenden Schutzmantels erforderlich.

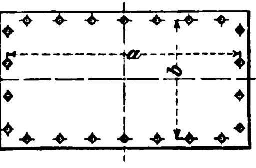


Fig. 319.

In Fig. 318 bildet der Schieberkasten ein besonderes, durch Verschraubung mit dem Cylinder vereinigtes Gußstück; häufig wird derselbe auch mit dem Cylinder zusammengegossen.

Die Wandstärke des Schieberkastens, wie auch diejenige des Schieberkastendeckels ist nach den von C. v. Bach für plattenförmige Körper aufgestellten Formeln zu berechnen.

Was insbesondere den Schieberkastendeckel anbetrifft, so kann dieser in der Fig. 319 ersichtlichen Ausführung als ein nach der Diagonale eingespannter Stab betrachtet werden, der

1. durch den auf der Innenfläche des Deckels von der Größe 0,5 $a\,b$ wirkenden Überdruck $p_i$ (in kg/qcm) des Dampfes,
2. durch die Widerstandskraft der Schrauben von der Größe 0,5 $a\,b\,p_i$

belastet wird.

Vorausgesetzt ist hierbei, daß die Abdichtung sehr nahe an den Schrauben stattfindet.

Bedeutet

$J$ das Trägheitsmoment des bezeichneten Querschnittes auf die Breite $\sqrt{a^2+b^2}$ in cm$^4$,

$e$ den Abstand der am stärksten beanspruchten Faser des Querschnittes von der in Betracht kommenden Hauptachse des letzteren in cm,

$k_b$ die zulässige Biegungsbeanspruchung des Materials in kg/qcm,

so findet sich mit dem durch Versuche ermittelten Berichtigungskoeffizient $\varphi$

$$\frac{1}{12}\varphi\frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2+b^2}}p_i = \frac{J}{e}k_b \quad \ldots \ldots \quad 53$$

In dieser Gleichung ist $\varphi = 1$ bis $^9/_8$, $k_b = 200$ bis 250 kg/qcm einzusetzen.

Rippen sind bei gußeisernen Deckeln nur dann wirksam, wenn sie innen angeordnet werden, so daß den gezogenen Fasern der kleinere und nicht der größere Schwerpunktsabstand zukommt. Im allgemeinen verdienen gewölbte Deckel der Fig. 320 ersichtlichen Form den Vorzug.

Außer der Gl. 53 ist bei zusammengesetzten Querschnitten eines Schieberkastendeckels auch

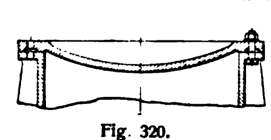


Fig. 320.

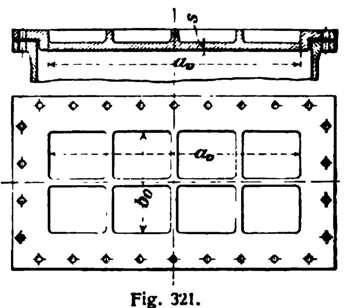



Fig. 321.

der weiteren Forderung Genüge zu leisten, daß nicht ein einzelnes Wandstück desselben zum Bruche gelangt. So könnte z. B. bei dem Deckel (Fig. 321), falls Rippen nicht vorhanden wären, die Gefahr vorliegen, daß der mittlere ebene Teil desselben von der Länge $a_0$ und der Breite $b_0$ in der Mitte durchbricht.

Betrachtet man diesen mittleren Teil als eine am Umfange eingespannte Platte, so gilt für die Wandstärke derselben

$$s \geqq \frac{b_0}{2}\sqrt{\frac{2}{1+\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2}\varphi\frac{p_i}{k_b}}.$$

Es ist $\varphi = {}^3/_4$ und (bei vorhandener Gußhaut) $k_b = 280$ bis höchstens 350 kg/qcm in vorstehende Gleichung einzusetzen. Werden zur Versteifung Rippen angewendet, so kann $s$ etwas kleiner gewählt werden.

Für die zur Befestigung der Schieberkastendeckel dienenden Schrauben ist das auf S. 346 für Cylinderdeckel Bemerkte zu berücksichtigen.

In Fig. 322 ist der Hochdruckcylinder einer liegenden Tandem-Verbundmaschine $\frac{380-600}{600}$ mit Schiebersteuerung — eben-

falls nach Ausführung der **Sächsischen Maschinenfabrik** in Chemnitz — dargestellt. Der Cylinderfuß ist mit Rücksicht auf Wärmedehnung des Cylinders verschiebbar auf einer mit dem Fundament verankerten Platte befestigt. Die Abdichtung der Laufbüchse erfolgt auch

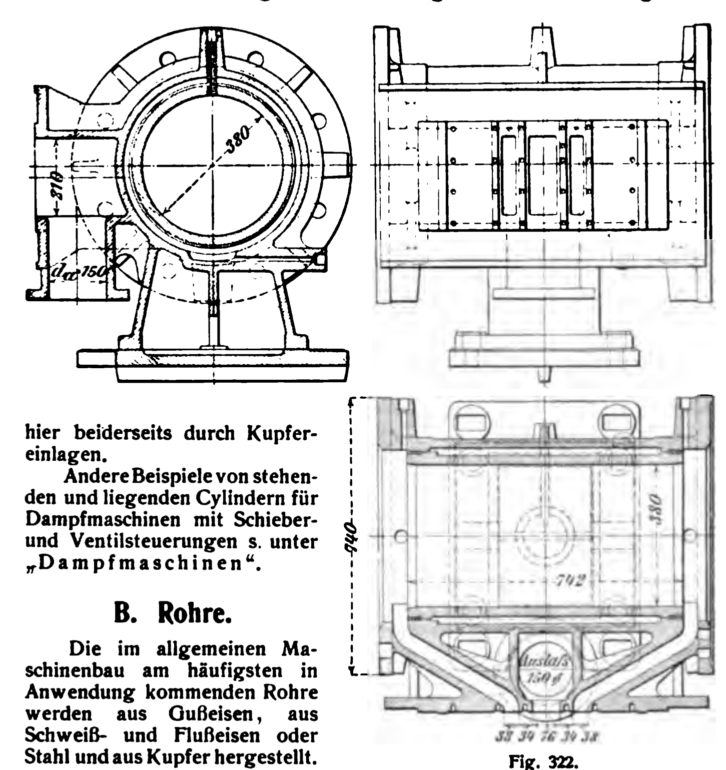



Fig. 322.

hier beiderseits durch Kupfereinlagen.

Andere Beispiele von stehenden und liegenden Cylindern für Dampfmaschinen mit Schieber- und Ventilsteuerungen s. unter „Dampfmaschinen".

## B. Rohre.

Die im allgemeinen Maschinenbau am häufigsten in Anwendung kommenden Rohre werden aus Gußeisen, aus Schweiß- und Flußeisen oder Stahl und aus Kupfer hergestellt.

### a) Gußeiserne Rohre.

Diese Rohre werden stehend oder liegend gegossen. Man nimmt für Rohre, welche hauptsächlich Wasserleitungszwecken dienen, mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Verlegung derselben u. s. w., wenn $D$ den inneren Durchmesser in cm, $s$ die Wandstärke in cm bedeutet

$$\left.\begin{array}{ll} s = {}^1/_{60}\, D + 0{,}7 \text{ cm} & \text{für stehend gegossene Rohre,} \\ s = {}^1/_{50}\, D + 0{,}9 \;\;\text{„} & \text{„ liegend „ „} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 54$$

sofern der Betriebsdruck 10 kg/qcm, der Prüfungsdruck 20 kg/qcm nicht überschreitet und erhebliche Temperaturunterschiede in der Leitung nicht stattfinden.

Die Gl. 1 (S. 55) gilt ebenfalls für Rohre, doch liefert sie bei Drücken bis zu 10 atm kleinere Werte für die Wandstärke $s$, als aus der Gl. 54 hervorgeht.

Dampfleitungen verlangen von etwa $D = 10$ cm an eine Vergrößerung der aus der Gl. 54 ermittelten Werte von $s$ um 12,5% bis 25%. Rohre mit kleinerem, innerem Überdruck (z. B. Gas- und Windrohre) können schwächer gehalten werden.

Zu Rohrleitungen von großer Weite und für Dampf von höherer Spannung empfiehlt sich die Verwendung von Gußeisen überhaupt nicht.

Die Wandstärke $s$ von stehend gegossenen Rohren für hohen Druck, wie sie z. B. bei Druckwasserleitungen vorkommen, kann nach Gl. 51 (S. 343) berechnet werden; dabei ist $p_i$ gleich dem größten Betriebsüberdrucke in kg/qcm, $k_b = 200$ kg/qcm und $a = 0,7$ cm zu setzen.

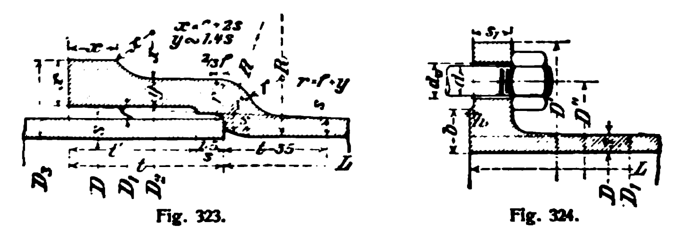


Fig. 323. Fig. 324.

Bei liegend gegossenen Rohren ist ein größerer Zuschlag als 0,7 cm erforderlich.

Nach der Art der Verbindung je zweier Rohre unterscheidet man Muffen- und Flanschenrohre (Fig. 323 und 324).

Die für die letzteren erforderliche Anzahl von Verbindungsschrauben — Stärke derselben mindestens 13 mm — soll, wenn möglich, nicht unter 4 betragen und ferner so gewählt werden, daß die Entfernung je zweier Schrauben nicht größer als etwa 16 cm wird. Andererseits bestimmt die Flüssigkeitspressung und das Material der Schrauben die Anzahl derselben.

Die von dem Verein deutscher Ingenieure und dem Vereine deutscher Gas- und Wasserfachmänner aufgestellten, im Jahre 1882 revidierten Normalien geben über die vereinbarten Abmessungen, Gewichte u. s. w. gußeiserner Muffen- und Flanschenrohre weitere Auskunft.

(Siehe hierzu die Tabelle mit Anmerkungen S. 352—354.)

## b) Rohre aus Schweißeisen, Flußeisen und Stahl.

Man unterscheidet insbesondere genietete, geschweißte und nahtlose Rohre.

### 1. Genietete Rohre.

Diese Rohre kommen für größere Durchmesser oder in Fällen, in denen die Leitungen durch äußere Kräfte erheblich belastet werden, [illegible]ung. Die Blechstärke $s$ bestimmt sich nach der Inanspruch- [illegible] Rohre mittels der unter „Vernietungen“ (S. 75 u. ff.) ge-

gebenen Formeln; unter Umständen ist noch Rücksicht auf Rostbildung oder sonstige Abnutzungen zu nehmen. Von der Blechstärke *s* ist der zu wählende Nietdurchmesser abhängig.

Die Verbindung der Rohre erfolgt in der Regel durch aufgenietete Winkeleisenringe, deren Stärke, falls die Schraubenteilung nicht größer als 16 cm ist, für gewöhnliche Fälle gleich dem $^4/_5$fachen Schraubendurchmesser zu nehmen ist.

## 2. Geschweißte Rohre.

Man unterscheidet stumpf geschweißte, überlappt geschweißte und spiral geschweißte Rohre.

Stumpf geschweißte Rohre kommen für Gas- und Wasserleitungen mit geringem Drucke in Anwendung; sie sind mit Verbindungsmuffe und dem in Tabelle II (S. 66) gegebenen Gewinde in folgenden Lichtweiten zu haben:

$^1/_8$ $^1/_4$ $^3/_8$ $^1/_2$ $^5/_8$ $^3/_4$ $^7/_8$ 1 $1^1/_4$ $1^1/_2$ $1^3/_4$ 2 $2^1/_4$ $2^1/_2$ $2^3/_4$ 3 $3^1/_2$ 4" engl.

$^3/_8$- bis 3zöllige Rohre sind die üblichsten.

Für Wasserleitungen werden die Rohre auch „verzinkt" geliefert [1].

[1] Auf Antrag seines Thüringer Bezirksvereins, und nachdem auch die übrigen Bezirksvereine in ihrer großen Mehrzahl sich für diesen Antrag erklärt hatten, ist der Verein deutscher Ingenieure mit dem Verein deutscher Gas- und Wasserfachmänner, dem Verein deutscher Zentralheizungsindustrieller und dem Verbande deutscher Röhrenwerke in gemeinsame Beratung eingetreten, um für schmiedeeiserne Gas- und Wasserleitungsrohre ein einheitliches Gewinde aufzustellen. Diese Beratung hat zu folgenden Vereinbarungen geführt:

Das unabänderliche Maß des Rohres ist sein äußerer Durchmesser. Die für die verschiedenen Verwendungszwecke erforderliche Verschiedenheit der Wandstärken wird durch Änderung des inneren Durchmessers herbeigeführt. Die Bezeichnung nach dem inneren Durchmesser, und zwar, wie bisher üblich, in Zoll engl., ist deshalb nicht eine genaue Maßangabe, sondern die Bezeichnung einer Rohrsorte. Das äußere Maß des Gewindes ist gleich dem äußeren Durchmesser des Rohres. Die Form des Gewindes ist die seinerzeit von Whitworth angegebene mit einem Winkel von 55° und abgerundeten Spitzen. Wie bisher haben die Rohre von $^1/_4$'' und $^3/_8$'' engl. 19 Gänge auf 1'', die Rohre von $^1/_2$'' bis $^3/_4$'' 14 Gänge und die Rohre von 1'' bis 4'' 11 Gänge auf 1''. Die vereinbarten Maße sind in folgender Zahlentafel enthalten.

Zahlentafel.

| Handelsbezeichnung des Rohres nach dem inneren Durchmesser engl. Z. | Äußerer Durchmesser des Rohres und des Gewindes mm | Zahl der Gänge auf 1'' engl. | Durchmesser im Grunde des Gewindes (Kerndurchmesser) mm |
|---|---|---|---|
| $^1/_4$ | 13 | 19 | 11,3 |
| $^3/_8$ | 16,5 | 19 | 14,8 |
| $^1/_2$ | 20,5 | 14 | 18,2 |
| $^5/_8$ | 23 | 14 | 20,7 |
| $^3/_4$ | 26,5 | 14 | 24,2 |
| 1 | 33 | 11 | 30 |
| $1^1/_4$ | 42 | 11 | 39 |
| $1^1/_2$ | 48 | 11 | 45 |
| $1^3/_4$ | 52 | 11 | 49 |
| 2 | 59 | 11 | 56 |
| $2^1/_4$ | 70 | 11 | 67 |
| $2^1/_2$ | 76 | 11 | 73 |
| 3 | 89 | 11 | 86 |
| $3^1/_2$ | 101,5 | 11 | 98,5 |
| 4 | 114 | 11 | 111 |

Deutsche Rohr-Normalien für guß-

(Die Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung — auf-

| Lichter Durchmesser $D$ | Normale Wandstärke $s$ | Äußerer Rohrdurchmesser $D_1$ | Gewicht eines (glatten) Rohrstückes von 1 m Länge, ausschl. Muffe oder Flansch | Muffenrohre (Fig. 323) | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Weite der Dichtungsfuge $f$ | Innere Muffenweite $D_2$ | Äußerer Muffendurchmesser $D_3$ | Innere Muffentiefe $t$ | Dichtungstiefe $t' = t - 1,5x$ | Übliche Nutzlänge eines Rohres $L$ | Gewicht der Muffe | Gewicht eines Rohres von vorstehender Nutzlänge | Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Nutzlänge |
| mm | mm | mm | kg | mm | mm | mm | mm | m | mm | kg | kg | kg |
| 40 | 8 | 56 | 8,75 | 7 | 70 | 116 | 74 | 62 | 2 | 2,68 | 20,18 | 10,09 |
| 50 | 8 | 66 | 10,57 | 7,5 | 81 | 127 | 77 | 65 | 2 | 3,14 | 24,28 | 12,14 |
| 60 | 8,5 | 77 | 13,26 | 7,5 | 92 | 140 | 80 | 67 | 2 | 3,89 | 30,41 | 15,21 |
| 70 | 8,5 | 87 | 15,20 | 7,5 | 102 | 150 | 82 | 69 | 3 | 4,35 | 49,95 | 16,65 |
| 80 | 9 | 98 | 18,24 | 7,5 | 113 | 163 | 84 | 70 | 3 | 5,09 | 59,81 | 19,94 |
| 90 | 9 | 108 | 20,29 | 7,5 | 123 | 173 | 86 | 72 | 3 | 5,70 | 66,57 | 22,19 |
| **100** | 9 | 118 | 22,34 | 7,5 | 133 | 183 | 88 | 74 | 3 | 6,20 | 73,22 | 24,41 |
| 125 | 9,5 | 144 | 29,10 | 7,5 | 159 | 211 | 91 | 77 | 3 | 7,64 | 94,94 | 31,65 |
| 150 | 10 | 170 | 36,44 | 7,5 | 185 | 239 | 94 | 79 | 3 | 9,89 | 119,21 | 39,74 |
| 175 | 10,5 | 196 | 44,36 | 7,5 | 211 | 267 | 97 | 81 | 3 | 12,00 | 145,08 | 48,36 |
| **200** | 11 | 222 | 52,86 | 8 | 238 | 296 | 100 | 83 | 3 | 14,41 | 172,99 | 57,66 |
| 225 | 11,5 | 248 | 61,95 | 8 | 264 | 324 | 100 | 83 | 3 | 16,89 | 202,71 | 67,57 |
| 250 | 12 | 274 | 71,61 | 8,5 | 291 | 353 | 103 | 84 | 4 | 19,61 | 306,05 | 76,51 |
| 275 | 12,5 | 300 | 81,85 | 8,5 | 317 | 381 | 103 | 84 | 4 | 22,51 | 349,91 | 87,48 |
| **300** | 13 | 326 | 92,68 | 8,5 | 343 | 409 | 105 | 85 | 4 | 25,78 | 396,50 | 99,13 |
| 325 | 13,5 | 352 | 104,08 | 8,5 | 369 | 437 | 105 | 85 | 4 | 28,83 | 445,15 | 111,29 |
| 350 | 14 | 378 | 116,07 | 8,5 | 395 | 465 | 107 | 86 | 4 | 32,23 | 496,51 | 124,13 |
| 375 | 14 | 403 | 124,04 | 9 | 421 | 491 | 107 | 86 | 4 | 34,27 | 530,43 | 132,61 |
| **400** | 14,5 | 429 | 136,89 | 9,5 | 448 | 520 | 110 | 88 | 4 | 39,15 | 586,71 | 146,68 |
| 425 | 14,5 | 454 | 145,15 | 9,5 | 473 | 545 | 110 | 88 | 4 | 41,26 | 621,82 | 155,46 |
| 450 | 15 | 480 | 158,87 | 9,5 | 499 | 573 | 112 | 89 | 4 | 44,90 | 680,38 | 170,10 |
| 475 | 15,5 | 506 | 173,17 | 9,5 | 525 | 601 | 112 | 89 | 4 | 48,97 | 741,65 | 185,41 |
| **500** | 16 | 532 | 188,04 | 10 | 552 | 630 | 115 | 91 | 4 | 54,48 | 806,64 | 201,66 |
| 550 | 16,5 | 583 | 212,90 | 10 | 603 | 683 | 117 | 92 | 4 | 62,34 | 913,94 | 228,49 |
| 600 | 17 | 634 | 238,90 | 10,5 | 655 | 737 | 120 | 94 | 4 | 71,15 | 1026,75 | 256,69 |
| 650 | 18 | 686 | 273,86 | 10,5 | 707 | 793 | 122 | 95 | 4 | 83,10 | 1178,54 | 294,64 |
| **700** | 19 | 738 | 311,15 | 11 | 760 | 850 | 125 | 96 | 4 | 98,04 | 1342,64 | 335,66 |
| 750 | 20 | 790 | 350,76 | 11 | 812 | 906 | 127 | 97 | 4 | 111,29 | 1514,33 | 378,58 |
| 800 | 21 | 842 | 392,69 | 12 | 866 | 964 | 130 | 98 | 4 | 129,27 | 1700,03 | 425,01 |
| 900 | 22,5 | 945 | 472,76 | 12,5 | 970 | 1074 | 135 | 101 | 4 | 160,17 | 2051,21 | 512,80 |
| **1000** | 24 | 1048 | 559,76 | 13 | 1074 | 1184 | 140 | 104 | 4 | 195,99 | 2435,03 | 608,76 |
| 1100 | 26 | 1152 | 666,81 | 13 | 1178 | 1296 | 145 | 106 | 4 | 243,76 | 2911,00 | 727,75 |
| 1200 | 28 | 1256 | 783,15 | 13 | 1282 | 1408 | 150 | 108 | 4 | 294,50 | 3427,10 | 856,78 |

eiserne Muffen- und Flanschenrohre.

gestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900 — finden sich S. 364 bis 371.)

| Flanschenrohre (Fig. 324) | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Flansch | | Dichtungsleiste | | | Schrauben | | | | | | | | | | |
| Durchmesser $D'$ | Dicke $s_1$ | Breite $b$ | Höhe $h$ | Lochkreisdurchmesser $D''$ | Anzahl | Stärke $d$ | | Länge $l$ | Durchmesser des Schraubenloches $d_0$ | Übliche Baulänge $L$ | Gewicht des Flansches nebst Anschluß | Gewicht eines Rohres bei vorstehender Baulänge | Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Baulänge | Lichter Durchmesser $D$ |
| mm | mm | mm | mm | mm | | mm | engl. Z. | mm | mm | m | kg | kg | kg | mm |
| 140 | 18 | 25 | 3 | 110 | 4 | 12,7 | 1/2 | 70 | 15 | 2 | 1,89 | 21,28 | 10,64 | 40 |
| 160 | 18 | 25 | 3 | 125 | 4 | 15,9 | 5/8 | 75 | 18 | 2 | 2,41 | 25,96 | 12,98 | 50 |
| 175 | 19 | 25 | 3 | 135 | 4 | 15,9 | 5/8 | 75 | 18 | 2 | 2,96 | 32,44 | 16,22 | 60 |
| 185 | 19 | 25 | 3 | 145 | 4 | 15,9 | 5/8 | 75 | 18 | 3 | 3,21 | 52,02 | 17,34 | 70 |
| 200 | 20 | 25 | 3 | 160 | 4 | 15,9 | 5/8 | 75 | 18 | 3 | 3,84 | 62,40 | 20,80 | 80 |
| 215 | 20 | 25 | 3 | 170 | 4 | 15,9 | 5/8 | 75 | 18 | 3 | 4,37 | 69,61 | 23,20 | 90 |
| 230 | 20 | 28 | 3 | 180 | 4 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 4,96 | 76,94 | 25,65 | **100** |
| 260 | 21 | 28 | 3 | 210 | 4 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 6,26 | 99,82 | 33,27 | 125 |
| 290 | 22 | 28 | 3 | 240 | 6 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 7,69 | 124,70 | 41,57 | 150 |
| 320 | 22 | 30 | 3 | 270 | 6 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 8,96 | 151,00 | 50,33 | 175 |
| 350 | 23 | 30 | 3 | 300 | 6 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 10,71 | 180,00 | 60,00 | **200** |
| 370 | 23 | 30 | 3 | 320 | 6 | 19,0 | 3/4 | 85 | 21 | 3 | 11,02 | 207,89 | 69,30 | 225 |
| 400 | 24 | 30 | 3 | 350 | 8 | 19,0 | 3/4 | 100 | 21 | 3 | 12,98 | 240,79 | 80,26 | 250 |
| 425 | 25 | 30 | 3 | 375 | 8 | 19,0 | 3/4 | 100 | 21 | 3 | 14,41 | 274,37 | 91,46 | 275 |
| 450 | 25 | 30 | 3 | 400 | 8 | 19,0 | 3/4 | 100 | 21 | 3 | 15,32 | 308,68 | 102,89 | **300** |
| 490 | 26 | 35 | 4 | 435 | 10 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 19,48 | 351,20 | 117,07 | 325 |
| 520 | 26 | 35 | 4 | 465 | 10 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 21,29 | 390,79 | 130,26 | 350 |
| 550 | 27 | 35 | 4 | 495 | 10 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 24,29 | 420,70 | 140,23 | 375 |
| 575 | 27 | 35 | 4 | 520 | 10 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 25,44 | 461,55 | 153,85 | **400** |
| 600 | 28 | 35 | 4 | 545 | 12 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 27,64 | 490,73 | 163,58 | 425 |
| 630 | 28 | 35 | 4 | 570 | 12 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 29,89 | 536,39 | 178,80 | 450 |
| 655 | 29 | 40 | 4 | 600 | 12 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 32,41 | 584,33 | 194,78 | 475 |
| 680 | 30 | 40 | 4 | 625 | 12 | 22,2 | 7/8 | 105 | 25 | 3 | 34,69 | 633,50 | 211,17 | **500** |
| 740 | 33 | 40 | 5 | 675 | 14 | 25,4 | 1 | 120 | 28,5 | 3 | 44,28 | 727,26 | 242,42 | 550 |
| 790 | 33 | 40 | 5 | 725 | 16 | 25,4 | 1 | 120 | 28,5 | 3 | 47,41 | 811,52 | 270,51 | 600 |
| 840 | 33 | 40 | 5 | 775 | 18 | 25,4 | 1 | 120 | 28,5 | 3 | 50,13 | 921,84 | 307,28 | 650 |
| 900 | 33 | 40 | 5 | 830 | 18 | 25,4 | 1 | 120 | 28,5 | 3 | 56,50 | 1046,45 | 348,82 | **700** |
| 950 | 33 | 40 | 5 | 880 | 20 | 25,4 | 1 | 120 | 28,5 | 3 | 59,81 | 1171,90 | 390,63 | 750 |

Die normalen Wandstärken $s$ gelten für Rohre, die einem Betriebsdrucke von etwa 10 atm und einem Probedrucke von höchstens 20 atm ausgesetzt sind und vor allem Wasserleitungszwecken dienen. Für gewöhnliche Druckverhältnisse von Wasserleitungen (4 bis 7 atm) ist eine Verminderung der Wandstärken zulässig, ebenso für Leitungen,

in denen nur ein geringer Druck herrscht (Gas-, Wind-, Kanalisationsleitungen u. s. w.). Für Dampfleitungen, die größeren Temperaturunterschieden und dadurch entstehenden Spannungen, sowie für Leitungen, die unter besonderen Verhältnissen schädigenden äußeren Einflüssen ausgesetzt sind, ist es empfehlenswert, die Wandstärken entsprechend zu erhöhen (vergl. S. 350).

Der äußere Durchmesser des Rohres ($D_1$) ist feststehend; Änderungen der Wandstärke werden also nur auf den lichten Durchmesser des Rohres ($D$) von Einfluß sein. Als unabänderlich normal gilt ferner die innere Muffenform, die Art des Anschlusses an das Rohr und die Fugenweite (Bleifuge) $f$.

Aus Gründen der Herstellung sind bei geraden Normalrohren Abweichungen von den durch Rechnung ermittelten Gewichten um höchstens $\pm$ 3% zu gestatten. In den Gewichtsberechnungen ist das spezifische Gewicht des Gußeisens = 7,25 gesetzt worden. — Für die Anordnung der Schraubenlöcher bei den Flanschenrohren gilt die Regel, daß die lotrechte Ebene durch die Rohrachse Symmetrieebene für die Löcher ist und kein Schraubenloch enthält.

Zu beachten ist, daß die übliche Nutzlänge $L$ der Muffenrohre und die übliche Baulänge $L$ der Flanschenrohre von den verschiedenen Fabriken für manche Rohre um 0,5 bis 1,0 m größer ausgeführt werden, so daß bei Bestellungen eine vorhergehende Vereinbarung mit dem Lieferanten geboten erscheint.

Rohre für hohen Druck (für Manometer, Wasserdruckpressen u. s. w.) erhalten Wandstärken von durchgängig 1/4" engl.

| Innerer Durchmesser in engl. Zollen . . | 1/4 | 3/8 | 1/2 | 5/8 | 3/4 | 1 | 1 1/4 | 1 1/2 | 1 3/4 | 2, |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Innerer Durchmesser in mm . . . . . | 6 | 10 | 13 | 16 | 19 | 25 | 32 | 38 | 44 | 51, |
| Rohgewicht in kg/lfd. m | 2,05 | 2,5 | 2,9 | 3,4 | 3,9 | 4,9 | 6,0 | 7,0 | 7.8 | 9,0. |

Überlappt geschweißte Rohre der nachstehenden Tabelle finden vorzugsweise als Dampfkesselrohre (für Lokomotiven, Dampfschiffe, Lokomobilen und in feststehenden Heizrohr- und Wasserrohrkesseln) Verwendung; sie werden auch in etwas größeren Wandstärken, sowie an den Enden erweitert oder verengt oder mit angelöteten Kupferstutzen geliefert. Für Heizungszwecke und für Dampfleitungen mit geringem Innendrucke werden überlappt geschweißte Rohre von etwa 4" engl. äußerem Durchmesser an auch in kleineren Wandstärken geliefert.

Die übliche Länge beträgt 4 bis 5 oder 6 m.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 355.)

Spiral geschweißte Rohre werden von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda aus zähem Schweißeisen (Festigkeit desselben 3000 bis 3500 kg/qcm) angefertigt.

Die Verbindung dieser Rohre erfolgt für Drücke bis 1 atm mittels aufgenieteter gußeiserner Flanschen (Fig. 325), für Drücke bis 2 atm mittels flacher, loser Flanschen aus Schmiedeisen, Fig. 326, für Drücke bis 4 atm und darüber mittels aufgenieteter Flanschen aus Winkeleisen (Fig. 327), für Rohre von 157 bis 416 mm äußerem Durchmesser und

**Überlappt geschweißte Rohre.**
Zulässiger Betriebsüberdruck bis 15 atm.

| Äußerer Durchmesser | | Gewöhnliche Wandstärke | Flansch-Durchmesser | Flansch-Dicke | Lochkreisdurchmesser | Schrauben-Lochdurchmesser | Schrauben-Stärke | Schrauben-Anzahl | Rohrgewicht einschließlich Flansche | Rohrgewicht ausschließlich Flansche |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | mm | mm | mm | mm | mm | mm | engl. Z. | | kg/lfd. m | kg/lfd. m |
| $1\frac{1}{2}$ | 38,1 | $2\frac{1}{4}$ | 96 | 8 | 68 | 11,5 | $\frac{3}{8}$ | 4 | 2,20 | 1,97 |
| $1\frac{5}{8}$ | 41,3 | $2\frac{1}{4}$ | 99 | 8 | 71 | 11,5 | $\frac{3}{8}$ | 4 | 2,40 | 2,17 |
| $1\frac{3}{4}$ | 44,4 | $2\frac{1}{4}$ | 103 | 8 | 75 | 11,5 | $\frac{3}{8}$ | 4 | 2,57 | 2,32 |
| $1\frac{7}{8}$ | 47,6 | $2\frac{1}{4}$ | 106 | 8 | 78 | 11,5 | $\frac{3}{8}$ | 4 | 2,74 | 2,49 |
| 2 | 50,8 | $2\frac{1}{2}$ | 116 | 10 | 84 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 3,22 | 2,97 |
| $2\frac{1}{8}$ | 54,0 | $2\frac{1}{2}$ | 121 | 10 | 89 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 3,50 | 3,15 |
| $2\frac{1}{4}$ | 57,1 | $2\frac{3}{4}$ | 124 | 10 | 92 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 4,00 | 3,65 |
| $2\frac{3}{8}$ | 60,3 | 3 | 129 | 10 | 97 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 4,60 | 4,20 |
| $2\frac{1}{2}$ | 63,5 | 3 | 133 | 12 | 101 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 4,90 | 4,45 |
| $2\frac{3}{4}$ | 69,8 | 3 | 140 | 12 | 108 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 5,40 | 4,90 |
| 3 | 76,2 | 3 | 146 | 12 | 114 | 15 | $\frac{1}{2}$ | 4 | 5,90 | 5,35 |
| $3\frac{1}{4}$ | 82,5 | $3\frac{1}{4}$ | 163 | 12 | 126 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 7,05 | 6,35 |
| $3\frac{1}{2}$ | 88,9 | $3\frac{1}{4}$ | 169 | 14 | 132 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 7,66 | 6,78 |
| $3\frac{3}{4}$ | 95,2 | $3\frac{1}{4}$ | 175 | 14 | 138 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 8,17 | 7,30 |
| 4 | 101,6 | $3\frac{3}{4}$ | 185 | 14 | 148 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 10,00 | 9,01 |
| $4\frac{1}{4}$ | 108,0 | $3\frac{3}{4}$ | 191 | 14 | 154 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 10,60 | 9,56 |
| $4\frac{1}{2}$ | 114,3 | $3\frac{3}{4}$ | 197 | 14 | 160 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 11,20 | 10,10 |
| $4\frac{3}{4}$ | 120,7 | 4 | 204 | 14 | 167 | 18 | $\frac{5}{8}$ | 4 | 12,63 | 11,46 |
| 5 | 127,0 | 4 | 226 | 16 | 179 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 4 | 13,68 | 12,03 |
| $5\frac{1}{4}$ | 133,4 | 4 | 231 | 16 | 184 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 4 | 14,35 | 12,65 |
| $5\frac{1}{2}$ | 139,7 | $4\frac{1}{2}$ | 239 | 16 | 192 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 4 | 16,70 | 14,90 |
| $5\frac{3}{4}$ | 146,1 | $4\frac{1}{2}$ | 245 | 16 | 198 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 17,40 | 15,55 |
| 6 | 152,4 | $4\frac{1}{2}$ | 254 | 16 | 207 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 18,10 | 16,20 |
| $6\frac{1}{4}$ | 158,8 | $4\frac{1}{2}$ | 261 | 16 | 214 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 19,10 | 17,00 |
| $6\frac{1}{2}$ | 165,1 | $4\frac{1}{2}$ | 269 | 16 | 222 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 19,70 | 17,65 |
| $6\frac{3}{4}$ | 171,5 | $4\frac{1}{2}$ | 275 | 16 | 228 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 20,60 | 18,30 |
| 7 | 177,8 | $4\frac{1}{2}$ | 286 | 18 | 240 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 21,70 | 19,10 |
| $7\frac{1}{2}$ | 190,5 | $5\frac{1}{2}$ | 300 | 18 | 253 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 27,70 | 24,90 |
| 8 | 203,2 | $5\frac{1}{2}$ | 313 | 20 | 266 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 29,90 | 26,60 |
| $8\frac{1}{2}$ | 215,9 | $6\frac{1}{2}$ | 327 | 20 | 280 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 36,70 | 33,20 |
| 9 | 228,6 | $6\frac{1}{2}$ | 341 | 20 | 294 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 6 | 38,90 | 35,30 |
| $9\frac{1}{2}$ | 241,3 | $6\frac{1}{2}$ | 354 | 22 | 306 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 41,40 | 37,20 |
| 10 | 254,0 | $6\frac{1}{2}$ | 372 | 22 | 323 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 44,30 | 39,50 |
| $10\frac{1}{2}$ | 266,7 | 7 | 385 | 22 | 336 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 49,50 | 44,50 |
| 11 | 279,4 | $7\frac{1}{2}$ | 404 | 25 | 353 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 55,90 | 49,60 |
| $11\frac{1}{2}$ | 292,1 | $7\frac{1}{2}$ | 417 | 25 | 365 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 58,70 | 52,10 |
| 12 | 304,8 | $7\frac{1}{2}$ | 430 | 25 | 379 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 61,50 | 54,70 |
| $12\frac{1}{2}$ | 317,5 | 8 | 442 | 25 | 392 | 21 | $\frac{3}{4}$ | 8 | 66,00 | 60,50 |

jeden zulässigen Druck durch mit Kupfer aufgelötete schmiedeiserne Bunde mit Vor- und Rücksprung und lose Flanschen (Fig. 328) oder auch mittels glattgedrehter, aufgelöteter Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 329), für Rohre von 467 bis 422 mm äußerem Durchmesser und jeden zulässigen Druck mittels

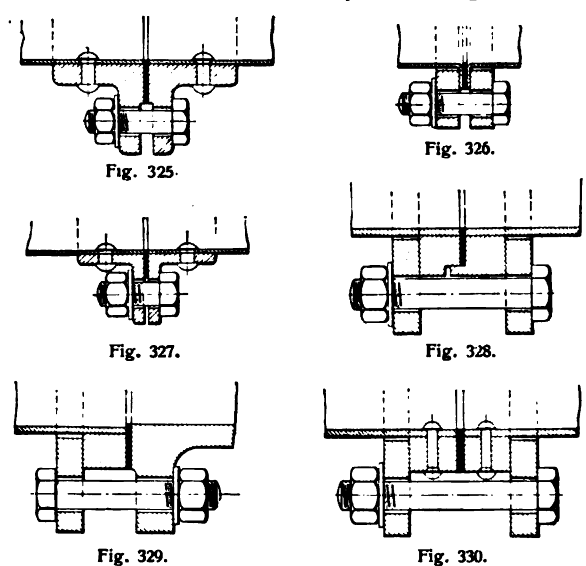


Fig. 325. Fig. 326. Fig. 327. Fig. 328. Fig. 329. Fig. 330.

glattgedrehter, aufgenieteter schmiedeiserner Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 330); für Drücke bis 5 atm werden die Spiralrohre auch mit angewalzter Muffe ausgeführt.

Abmessungen und Gewichte der von der genannten Firma für normale Baulängen von je 10 m gelieferten spiral geschweißten Rohre sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Spiral geschweißte Rohre.

| Äußerer Durchmesser engl. Z. | mm | Wandstärke mm | Betriebsdruck atm | Probedruck atm | Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m | Äußerer Durchmesser engl. Z. | mm | Wandstärke mm | Betriebsdruck atm | Probedruck atm | Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 2,5 | 24 | 35 | 10,0 | | | 2,5 | 18 | 27 | 13,8 |
| $6^3/_{16}$ | 157 | 3 | 28 | 40 | 12,5 | $8^3/_{16}$ | 208 | 3 | 22 | 33 | 16,5 |
| | | 3,5 | 30 | 45 | 15,0 | | | 3,5 | 26 | 39 | 19,2 |
| | | 2,5 | 20 | 30 | 11,7 | | | 2,5 | 16 | 24 | 15,4 |
| $7^3/_{16}$ | 182 | 3 | 25 | 35 | 14,5 | $9^3/_{16}$ | 233 | 3 | 19 | 28 | 18,4 |
| | | 3,5 | 30 | 45 | 17,1 | | | 3,5 | 23 | 34 | 21,6 |

| Äußerer Durchmesser engl. Z. | mm | Wandstärke mm | Betriebsdruck atm | Probedruck atm | Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m | Äußerer Durchmesser engl. Z. | mm | Wandstärke mm | Betriebsdruck atm | Probedruck atm | Gewicht ohne Flanschen kg/lfd. m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 2,5 | 15 | 22 | 17,0 | | | 4 | 13 | 19 | 49,8 |
| $10^{3}/_{16}$ | 259 | 3 | 17 | 25 | 20,3 | $18^{3}/_{8}$ | 467 | 5 | 16 | 24 | 62,0 |
| | | 3,5 | 20 | 30 | 24,0 | | | 6 | 19 | 27 | 75,0 |
| | | 3 | 15 | 22 | 24,7 | | | 3,5 | 10 | 15 | 48,2 |
| $12^{1}/_{4}$ | 311 | 3,5 | 18 | 27 | 29,0 | $20^{3}/_{8}$ | 517 | 4 | 12 | 18 | 55,0 |
| | | 4 | 20 | 30 | 33,3 | | | 5 | 15 | 23 | 68,8 |
| | | 5 | 24 | 34 | 42,0 | | | 6 | 18 | 26 | 80,0 |
| | | 3 | 13 | 20 | 29,0 | | | 3,5 | 9,5 | 14,5 | 53,3 |
| $14^{1}/_{4}$ | 362 | 3,5 | 15 | 23 | 33,5 | $22^{1}/_{2}$ | 571 | 4 | 11 | 17 | 60,9 |
| | | 4 | 17 | 25 | 38,5 | | | 5 | 13 | 20 | 76,0 |
| | | 5 | 21 | 29 | 48,0 | | | 6 | 15 | 22 | 91,0 |
| | | 3,5 | 13 | 18 | 38,8 | | | 3,5 | 8,5 | 13 | 58,0 |
| $16^{3}/_{8}$ | 416 | 4 | 15 | 22 | 44,3 | $24^{1}/_{2}$ | 622 | 4 | 10 | 15 | 66,5 |
| | | 5 | 18 | 27 | 54,7 | | | 5 | 12,5 | 18,5 | 83,0 |
| $18^{3}/_{8}$ | 467 | 3,5 | 11 | 17 | 43,5 | | | 6 | 15 | 22 | 100,0 |

### 3. Nahtlose Rohre.

Derartige Rohre für höhere Drücke werden nach dem Ehrhardtschen Preßverfahren von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda oder nach dem Walzverfahren von Mannesmann von den Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werken in Remscheid, Bous a. Saar, Rath und Komotau in Böhmen hergestellt.

Nahtlose, glattgezogene Stahlrohre (5 bis 50 mm äußerer Durchmesser) der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik.

| Wandstärke mm | Äußerer Durchmesser in mm: 5 bis 10 | über 10 bis 15 | über 15 bis 20 | über 20 bis 25 | über 25 bis 30 | über 30 bis 35 | über 35 bis 40 | über 40 bis 45 | über 45 bis 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,5 | 5,36 | 5,30 | 5,80 | 6,13 | 6,69 | . | . | . | . |
| über 0,5 bis 0,6 | 4,18 | 4,18 | 4,72 | 5,01 | 5,57 | 5,83 | 6,39 | 6,69 | 7,24 |
| „ 0,6 „ 0,7 | 3,62 | 3,62 | 4,18 | 4,45 | 5,01 | 5,27 | 5,83 | 6,13 | 6,69 |
| „ 0,7 „ 0,8 | 3,62 | 3,34 | 3,90 | 4.20 | 4,95 | 5,10 | 5,70 | 5,90 | 6,50 |
| „ 0,8 „ 0,9 | 3,62 | 3,34 | 3,73 | 4,02 | 4,72 | 5,01 | 5.57 | 5,83 | 6,39 |
| „ 0,9 „ 1 | 3,62 | 3,34 | 3,55 | 3,80 | 4,40 | 4,65 | 5,20 | 5,45 | 6,10 |
| „ 1 „ 1,2 | 3,62 | 3,34 | 3,47 | 3,62 | 4,18 | 4,43 | 5,01 | 5,27 | 5,83 |
| „ 1,2 „ 1,4 | 3,62 | 3,34 | 3.90 | 4,18 | 4,72 | 5,01 | 5,57 | 5,83 | 6,39 |
| „ 1,4 „ 1,6 | 3,62 | 3,40 | 3,95 | 4,25 | 4,85 | 5,10 | 5,65 | 6,00 | 6,50 |
| „ 1,6 „ 1,8 | 3,62 | 3,47 | 4,02 | 4,43 | 5,01 | 5,27 | 5,83 | 6,13 | 6,69 |
| „ 1,8 „ 2 | 3,62 | 3,60 | 4,40 | 4,75 | 5,50 | 5,90 | 6,50 | 6,70 | 7,70 |
| „ 2 „ 2,5 | 3,62 | 3,73 | 4,59 | 5,01 | 5,83 | 6,26 | 7,10 | 7,20 | 8,20 |
| „ 2,5 „ 2,75 | 3,74 | 3,90 | 4,72 | 5,27 | 6,13 | 6,69 | 7,64 | 8,06 | 8,92 |
| „ 2,75 „ 3 | 3,90 | 4,18 | 5,01 | 5,57 | 6,69 | 7,21 | 8,20 | 8,49 | 9,31 |
| „ 3 „ 3,25 | 4,04 | 4,22 | 5,14 | 5,70 | 6,97 | 7,51 | 8,56 | 8,98 | 9,95 |
| „ 3,25 „ 3,5 | 4,18 | 4,29 | 5,27 | 5,83 | 7,24 | 7,80 | 8,92 | 9,47 | 10,59 |

Die Firma fertigt nahtlose Rohre bis 300 mm äußeren Durchmesser.

Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre werden — wenn nicht anders bestimmt — auf 50 kg/qcm Überdruck geprüft.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 359.)

Nahtlose Mannesmann-Muffen-Stahlrohre finden als Ersatz für gußeiserne Rohre Verwendung; sie sind gegen Verrosten durch Heißasphaltierung und Umhüllung mit geteerter Jute geschützt.

Mannesmann-Muffen-Stahlrohre (Fig. 331).

| Lichtweite des Rohres $D$ | Wandstärke des Rohres $s$ | Innendurchmesser der Muffe $D_1$ | Stärke der Dichtungsfuge $f$ | Muffentiefe $t$ | Ungefähres Gewicht (einschl. Juteumhüllung) |
|---|---|---|---|---|---|
| mm | mm | mm | mm | mm | kg/lfd. m |
| 40 | 3 | 60 | 7 | 87 | 3,85 |
| 50 | 3 | 71 | 7,5 | 91 | 4,9 |
| 60 | 3 | 81 | 7,5 | 94 | 5,5 |
| 70 | $3^1/_4$ | 91,5 | 7,5 | 97 | 6,5 |
| 80 | $3^1/_2$ | 102 | 7,5 | 99 | 8,6 |
| 90 | 4 | 113 | 7,5 | 102 | 10,5 |
| 100 | 4 | 123 | 7,5 | 105 | 11,6 |
| 125 | 4 | 149 | 7,5 | 109 | 14,0 |
| 150 | $4^1/_2$ | 176 | 7,5 | 112 | 19,0 |
| 175 | 5 | 202 | 7,5 | 115 | 25,5 |
| 200 | $5^1/_2$ | 226 | 8 | 117 | 30,0 |
| 225 | $6^1/_2$ | 251 | 8 | 120 | 40,0 |
| 250 | 7 | 277 | 8,5 | 123 | 53,0 |

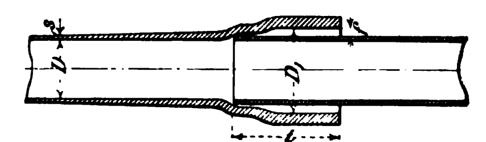


Fig. 331.

Fig. 332 zeigt die durch einen heiß aufgezogenen Ring verstärkte Muffe eines Mannesmann-Stahlrohres.

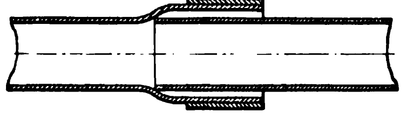


Fig. 332.

## Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre
### für Wasser-, Dampf- und Luftleitungen.

| Äußerer Durchmesser | | Wandstärke | Flanschen-durchmesser | Flanschen-stärke | Flanschen-lochkreis | Schraubenloch-durchmesser | Anzahl der Schrauben-löcher | Ungefähres Gewicht (einschließlich Flanschen) in |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| engl. Z. | mm | mm | mm | mm | mm | mm | | kg/lfd. m |
| $1^{1}/_{2}$ | 38 | 2,25 | 96 | 8 | 68 | 11,5 | 3 | 2,40 |
| $1^{5}/_{8}$ | 41,5 | 2,25 | 99 | 8 | 71 | 11,5 | 3 | 2,40 |
| $1^{3}/_{4}$ | 44,5 | 2,25 | 103 | 8 | 75 | 11,5 | 3 | 2,52 |
| $1^{7}/_{8}$ | 47,5 | 2,25 | 106 | 8 | 78 | 11,5 | 3 | 2,74 |
| 2 | 51 | 2,50 | 116 | 10 | 84 | 14 | 3 | 3,22 |
| $2^{1}/_{8}$ | 54 | 2,50 | 121 | 10 | 89 | 14 | 3 | 3,50 |
| $2^{1}/_{4}$ | 57 | 2,75 | 124 | 10 | 92 | 14 | 3 | 4 |
| $2^{3}/_{8}$ | 60 | 3 | 129 | 10 | 97 | 14 | 3 | 4,60 |
| $2^{1}/_{2}$ | 63,5 | 3 | 133 | 12 | 101 | 14 | 3 | 4,90 |
| $2^{3}/_{4}$ | 70 | 3 | 140 | 12 | 108 | 14 | 4 | 5,40 |
| 3 | 76 | 3 | 146 | 12 | 114 | 14 | 4 | 5,90 |
| $3^{1}/_{4}$ | 83 | 3,25 | 163 | 12 | 126 | 17 | 4 | 7,05 |
| $3^{1}/_{2}$ | 89 | 3,25 | 169 | 14 | 132 | 17 | 4 | 7,66 |
| $3^{3}/_{4}$ | 95 | 3,25 | 175 | 14 | 138 | 17 | 4 | 8,17 |
| 4 | 102 | 3,75 | 185 | 14 | 148 | 17 | 4 | 10 |
| $4^{1}/_{4}$ | 108 | 3,75 | 191 | 14 | 154 | 17 | 4 | 10,60 |
| $4^{1}/_{2}$ | 114 | 3,75 | 197 | 14 | 160 | 17 | 4 | 11,20 |
| $4^{3}/_{4}$ | 121 | 4 | 204 | 14 | 167 | 17 | 4 | 12,63 |
| 5 | 127 | 4 | 226 | 16 | 179 | 21 | 4 | 13,68 |
| $5^{1}/_{4}$ | 133 | 4 | 231 | 16 | 184 | 21 | 4 | 14,35 |
| $5^{1}/_{2}$ | 140 | 4,5 | 239 | 16 | 192 | 21 | 4 | 16,70 |
| $5^{3}/_{4}$ | 146 | 4,5 | 245 | 16 | 198 | 21 | 6 | 17,40 |
| 6 | 152 | 4,5 | 254 | 16 | 207 | 21 | 6 | 18,10 |
| $6^{1}/_{4}$ | 159 | 4,5 | 261 | 16 | 214 | 21 | 6 | 19,10 |
| $6^{1}/_{2}$ | 165 | 4,5 | 269 | 16 | 222 | 21 | 6 | 19,70 |
| $6^{3}/_{4}$ | 171 | 4,5 | 275 | 16 | 228 | 21 | 6 | 20,60 |
| 7 | 178 | 4,5 | 286 | 18 | 240 | 21 | 6 | 21,70 |
| $7^{1}/_{2}$ | 191 | 5,5 | 300 | 18 | 253 | 21 | 6 | 27,70 |
| 8 | 203 | 5,5 | 313 | 20 | 266 | 21 | 6 | 29,91 |
| $8^{1}/_{2}$ | 216 | 6,5 | 327 | 20 | 280 | 21 | 6 | 36,67 |
| 9 | 229 | 6,5 | 341 | 20 | 294 | 21 | 7 | 38,92 |
| $9^{1}/_{2}$ | 241 | 6,5 | 354 | 22 | 306 | 21 | 7 | 41,44 |
| 10 | 254 | 6,5 | 372 | 22 | 323 | 21 | 7 | 44,26 |
| $10^{1}/_{2}$ | 267 | 7 | 385 | 22 | 336 | 21 | 7 | 49,52 |
| 11 | 279 | 7,5 | 404 | 25 | 353 | 21 | 8 | 55,90 |
| $11^{1}/_{2}$ | 292 | 7,5 | 417 | 25 | 365 | 21 | 8 | 58,71 |
| 12 | 305 | 7,5 | 430 | 25 | 379 | 21 | 8 | 61,48 |

### c) Kupferrohre.

Die Rohre werden entweder hart gelötet (also mit Naht) in Lichtweiten von 4 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,75 bis 6 mm und gezogen oder gewalzt (ohne Naht) in Lichtweiten von 3 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,5 bis 6 mm, ferner auf elektrolytischem Wege bis 1500 mm Lichtweite hergestellt in den Handel gebracht.

Bei gebogenen Kupferrohren mit kleinen Lichtweiten empfiehlt es sich, den Halbmesser der gekrümmten Mittellinie mindestens gleich dem 2- bis 3fachen, bei großen Lichtweiten gleich dem 4- bis 5fachen Rohrdurchmesser zu nehmen.

Über die Wandstärke, Flanschenverbindung u. s. w. kupferner Rohre s. unter nachstehenden „Normalien".

### d) Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung,

aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900[1]).

Hierzu die Abbildungen auf S. 368 bis 371, sowie die Tabellen auf S. 364 bis 367.

#### 1. Geltungsbereich hinsichtlich des Rohrdurchmessers und des Dampfdruckes; Prüfungsdruck.

Die Normalien gelten für Rohrdurchmesser von 30 bis 400 mm und für einen inneren Betriebsüberdruck von 8 bis 20 atm; für Rohre von mehr als 300 mm Durchmesser ist außerdem eine Zahlenreihe der Abmessungen für 15 atm Überdruck aufgestellt.

Die Einzelstücke sind bei gewöhnlicher Temperatur mit dem zweifachen höchsten Betriebsdrucke zu prüfen, und dabei sind die Rohre, während sie unter Druck stehen, mit dem Hammer abzuklopfen. Es empfiehlt sich, auch die fertigen Rohrleitungen zu prüfen, und zwar nach den für Dampfkessel geltenden Vorschriften.

Für die Rohrdurchmesser sind die Zahlen der Normalien für gußeiserne Flanschrohre (s. S. 352) beibehalten worden; für Rohre, deren Durchmesser zwischen den in jenen Normalien angegebenen Stufen liegen, sollen jeweils die Maße der höheren Stufe gewählt werden.

#### 2. Druckfläche der Flanschverbindungen.

Die den Festigkeitsberechnungen zugrunde gelegte Druckfläche der Flanschverbindungen ist gleich der Kreisfläche, die sich bis zur Außenkante der Dichtungsringfläche erstreckt.

#### 3. Baustoffe.

α) Gußeisen darf bis 8 atm Druck zu Rohren, Formstücken und Veutilkörpern für alle Durchmesser,

von 8 bis 13 atm zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren nur bis 150 mm Durchmesser,

von 13 bis 20 atm überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser.

---

[1]) Zu beziehen von der Geschäftsstelle des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW., Charlottenstraße 43.

Das Gußeisen muß mindestens eine Biegungsfestigkeit $K_b =$ 2500 kg/qcm bei 18 mm Durchbiegung besitzen, gemessen an quadratischen Stäben mit Gußhaut, die 30 mm Seitenlänge des Querschnittes haben, und deren freie Auflagerlänge 1 m beträgt.

$\beta$) Bronze. Für Ventilkörper und Formstücke ist Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß die Bronze eine Zugfestigkeit von mindestens $K_z = 2000$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 15\,\%$ Dehnung besitzt.

Da die Streckgrenze der Bronze (aus 87 Cu, 8,7 Sn, 4,3 Zn oder aus 91 Cu, 5 Sn, 4 Zn bestehend) $\sigma_f = 900$ kg/qcm beträgt, so ist — bei gewöhnlicher Temperatur — für die Arbeitsbelastung (= halbe Probebelastung) $k_z \overline{\gtrless}\, 450$, nur ausnahmsweise bis 500 kg/qcm zu wählen.

$\gamma$) Kupfer soll eine Festigkeit von mindestens $K_z = 2100$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 35\,\%$ Dehnung besitzen. (Vorschrift der Kaiserlichen Marine.)

$\delta$) Schweißeisen, Flußeisen, Stahlguß. Aus Schweißeisen oder Flußeisen können angefertigt werden: die Schrauben; aus Schweißeisen, Flußeisen oder Stahlguß: die Flansche; aus Schweißeisen oder Flußeisen: die Rohrwandungen, sofern sie nicht aus Kupfer bestehen sollen. Die Ventile werden aus Stahlguß, die Formstücke aus Stahlguß oder Schweißeisen hergestellt, sofern nicht Bronze gewählt wird oder nach dem unter 3 $\alpha$) Gesagten Gußeisen zulässig ist.

Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung sollen betragen

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| für Schweißeisen: | in der Längsrichtung | $K_z \geqq 3400$ | kg/qcm, | $\varphi \geqq 12\,\%$; |
| | „ „ Querrichtung | $K_z \geqq 3200$ | „ | $\varphi \geqq 8\,\%$; |
| „ Flußeisen: | | $K_z \geqq 4500$ | „ | $\varphi \geqq 22\,\%$; |
| „ Stahlguß: | | $K_z \geqq 3800$ | „ | $\varphi \geqq 20\,\%$. |

Die Probestäbe sind den Rohren zu entnehmen.

## 4. Schrauben.

Die Beanspruchung bei 20 atm Arbeitsdruck soll im Schraubenkern betragen:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| bei Schrauben von | 5/8″ | engl. Durchmesser | höchstens | $k_z = 240$ kg/qcm, |
| „ „ „ | 3/4″ | „ „ | „ | $k_z = 310$ „ |
| „ „ „ | 7/8″ | „ „ | „ | $k_z = 335$ „ |
| „ „ „ | 1″ | „ „ | „ | $k_z = 415$ „ |
| „ „ „ | 1 1/8″ | „ „ | „ | $k_z = 445$ „ |

Die Anzahl der Schrauben soll gerade sein. In der Symmetrieebene der Ventile sollen keine Schrauben sitzen.

Für Schrauben von 5/8″, 3/4″, 7/8″, 1″, 1 1/8″ engl. Durchmesser erhalten die Schraubenlöcher 17, 21, 24, 28, 32 mm Durchmesser.

## 5. Rohrwandungen.

Die Rohrwandungen dürfen nur bis zu den nachstehend angegebenen Grenzen aus Gußeisen bestehen; sonst aus Schweißeisen, aus geschweißtem oder gezogenem Flußeisen oder aus Kupfer.

$\alpha$) Gußeisen. Bis 8 atm ist Gußeisen für die Rohrwandungen bei allen Durchmessern, von 8 bis 13 atm nur bis 150 mm Durchmesser zulässig; von 13 bis 20 atm ist es nicht mehr zulässig.

β) Schweißeisen, Flußeisen sollen in den Rohrwandungen bei den weitesten Rohren — 400 mm Durchmesser — durch den inneren Druck höchstens mit $k_z = 400$ kg/qcm beansprucht werden.

Die Wanddicken $s$ (in mm) in der Tabelle auf S. 364 sind bis $D = 200$ mm Durchmesser nach der Formel $s = \frac{p\,D}{700} + 1$ berechnet, wo $p$ den höchsten Betriebsdruck in atm bezeichnet; von da an nimmt die Beanspruchung des Eisens allmählich zu, bis die Wanddicke für Rohre von 400 mm Durchmesser der Formel $s = \frac{p\,D}{800}$ entspricht.

Stumpf geschweißte Rohre — sog. Gasrohre — sollen nicht verwendet werden, sondern nur nahtlose oder überlappt geschweißte.

γ) Kupfer. Für die Wandungen kupferner Rohre sollen die Bestimmungen der Kaiserlichen Marine maßgebend sein, welche anordnen:

$$s = \frac{p\,D}{400} + 1{,}5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{p\,D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

($s$ und $D$ in mm, $p$ in atm.)

Kupferne Rohre von 125 mm l. W. und darüber für Dampf von mehr als 8 atm sind mit verzinktem Stahldrahttau so zu umwickeln, daß die Tauspiralen sich berühren, und daß bei dem Bruche des Taues in einer Spirale die anliegenden anderen Tauspiralen nicht lose werden; für die Dicke des Taues gelten folgende Maße:

| Lichte Rohrweite in mm | 125–150 | 155–200 | 205–250 | 255–300 | 305–350 | 355–400 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Umfang des Drahttaues in cm | 0,75 | 1,0 | 1,25 | 1,5 | 1,75 | 2,0 |

Die Umwickelung ist mit einem guten Anstrich von Leinölfirnis zu versehen.

Wenn möglich, sind gezogene Rohre zu verwenden.

## 6. Flanschen.

### α) Flansch- und Bundköpfe für lose Flanschen.

Die Verbindung der Flanschen mit den Rohren durch Lötung allein ist nur für Rohre bis zu 50 mm Durchmesser zulässig; bei Rohren über 50 mm Durchmesser muß die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren durch Schweißen oder Nieten, durch Aufrollen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.

Bei Kupferrohren sind die Flansch- und Bundköpfe in Bronze auszuführen.

Für überhitzten Dampf sind Verbindungen, die nur mittels Lötung hergestellt sind, nicht zulässig.

β) Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser

Bis zu 80 mm Durchmesser stimmen die Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser mit den Maßen der gußeisernen Flanschrohre für geringen Druck (s. S. 353) überein; über 80 mm Durchmesser hinaus sind sie größer.

γ) Dichtung.

Bei Anwendung von glatten Flanschen sind solche Dichtungsringe zu wählen, die durch hohen Dampfdruck nicht herausgedrückt werden können.

Werden solche Flanschen angewendet, die einander centrieren, so ist der eine Flansch mit einem vorstehenden Rande, der andere mit einer entsprechenden Eindrehung zu versehen. Bei Ventilgehäusen soll der Flansch auf der Seite des einströmenden Dampfes die Nut, der auf der anderen die Feder enthalten. Wo das Bedürfnis vorliegt, einen Blindflansch einziehen zu können, soll der vorspringende Teil des Centrierringes fortfallen.

Die in die Normalien aufgenommenen Dichtungen sind entweder metallische oder weiche.

Von metallischen Dichtungen werden der gewellte Kupferring zwischen glatten Flanschen und die metallene Linse mit geschliffenen Kugelflächen benutzt. Die letztere Anordnung gestattet Richtungsänderungen in der Rohrleitung und ist, weil jedes Dichtungsmittel fortfällt, die zuverlässigste, wenn auch teuerste Dichtung.

Von weichen Dichtungen erscheint die durch runde Schnur in Dreiecknute mit Centrierring besonders empfehlenswert. Die Packung ist eingeschlossen und wird durch den Dampfdruck in den keilförmigen Winkel hineingedrückt. Beim Anziehen des Flansches wird Metall auf Metall gepreßt, so daß der Flansch — und mit ihm das Rohr — nicht schief gezogen werden kann. Ein einmal angezogener Flansch hält für alle Drücke dicht. Die runde oder auch mit anderem Querschnitt versehene Dichtungsschnur läßt sich über den Centrierring hinüberziehen und wird durch ihre Spannung festgehalten; infolgedessen lassen sich die Flanschen in jeder Stellung, auch wenn der Ring an einem wagerecht gestellten oder nach unten gerichteten Flansch sitzt, zusammenbringen, ohne daß der Ring abfällt. Der vorstehende Rand centriert die Rohre. Der Spielraum in der inneren Fuge gestattet bei einer etwa zu stark gewählten Packung dem Überschuß herauszudringen. Die Dichtung mit rechteckiger Nut und Feder hält die Packung eingeschlossen und centriert die Rohre. Um das Zusammenschrauben der Flanschen zu erleichtern, muß die Nut etwas weiter sein als die Feder.

Bei der in den Abbildungen (S. 370) ebenfalls aufgenommenen Flanschverbindung für Kupferrohre von Gebr. Sulzer in Winterthur wird in das in kaltem Zustande aufgeweitete Rohrende eine Art Linse eingesetzt, während es den Flansch außen dicht umfaßt. Genannte Firma hat diese Verbindung seit mehreren Jahren bei hohem Dampfdruck für Rohre bis 200 mm Durchmesser, bei Zwischendampfleitungen für solche bis 350 mm Durchmesser mit gutem Erfolge ausgeführt; sie hat den Vorzug, daß sie ganz auf kaltem Wege hergestellt wird, daher frei von Gefahr infolge zu hoher Erwärmung ist und dem Rohrende eine bedeutende Elastizität sichert.

**Zusammenstellung der Maße für Normalien zu**

Hierzu die Abbildungen

| Lichter Durchmesser des Rohres | Wanddicke[1]: des Rohres bei Ausführung in Schweiß- oder Flußeisen: im Rohrschaft | Wanddicke[1]: des Rohres bei Ausführung in Schweiß- oder Flußeisen: am Bordring | Wanddicke[1]: des Rohres bei Ausführung in Kupfer[2] | Wanddicke[1]: am Hals des Ventils bei Ausführung in Bronze | Flanschdurchmesser | Lochkreisdurchmesser | Dichtung mit Nute und Feder: Innerer Durchmesser der Nute | Dichtung mit Nute und Feder: Breite der Nute[3] | Dichtung mit Nute und Feder: Tiefe der Nute | Dichtung mit Nute und Feder: Durchmesser der Dichtungsschnur bei dreieckiger Nute | Dichtung mit Linsen: Äußerer Durchmesser der Linse | Dichtung mit Linsen: Radius der Wölbung | Dichtung mit Linsen: Breite der Dichtungsfläche | Dichtung mit Linsen: Dicke der Linse |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | $s$ | $s_1$ | $s_2$ | $s_3$ | $A$ | $B$ | $C$ | $a$ | $b$ | | $E$ | $R$ | $c$ | $d$ |
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |
| | | | | | | | | | I. Rohrleitungen von | | | | | |
| 30 | 2,25 | 2,25 | 3 | 8 | 125 | 95 | 48 | 8 | 4 | 5 | 55 | 50 | 4 | 10 |
| 40 | 2,25 | 2,25 | 3,5 | 9 | 140 | 110 | 60 | 8 | 4 | 5 | 68 | 60 | 4 | 12 |
| 50 | 2,5 | 2,5 | 4 | 10 | 160 | 125 | 72 | 8 | 4 | 5 | 80 | 70 | 5 | 12 |
| 60 | 3 | 3 | 4,5 | 11 | 175 | 135 | 84 | 8 | 4 | 5 | 93 | 85 | 5 | 14 |
| 70 | 3 | 3 | 5 | 12 | 185 | 145 | 94 | 8 | 4 | 5 | 106 | 100 | 5 | 14 |
| 80 | 3,5 | 3,5 | 5,5 | 13 | 200 | 160 | 105 | 8 | 4 | 5 | 120 | 115 | 6 | 16 |
| 90 | 4 | 4 | 6 | 14 | 220 | 180 | 116 | 8 | 4 | 5 | 134 | 135 | 6 | 16 |
| 100 | 4 | 4 | 6,5 | 15 | 240 | 190 | 128 | 11 | 5 | 7 | 148 | 155 | 7 | 18 |
| 125[5]) | 5 | 5 | 6,5 | 16 | 270 | 220 | 154 | 11 | 5 | 7 | 176 | 180 | 7 | 20 |
| 150[5]) | 5,5 | 5,5 | 7,5 | 18 | 300 | 250 | 182 | 11 | 5 | 7 | 207 | 210 | 8 | 20 |
| 175 | 6 | 12 | 9 | 20 | 330 | 280 | 212 | 11 | 5 | 7 | 238 | 240 | 8 | 22 |
| 200 | 7 | 14 | 10 | 22 | 360 | 310 | 242 | 11 | 5 | 7 | 269 | 270 | 8 | 22 |
| 225 | 7 | 14 | 11,5 | 24 | 390 | 340 | 272 | 14 | 5 | 8 | 300 | 305 | 10 | 24 |
| 250 | 8 | 16 | 12,5 | 26 | 420 | 370 | 300 | 14 | 5 | 8 | 330 | 340 | 10 | 24 |
| 275 | 8 | 16 | 14 | 28 | 450 | 400 | 330 | 14 | 5 | 8 | 360 | 385 | 10 | 26 |
| 300 | 9 | 18 | 15 | 30 | 480 | 430 | 360 | 14 | 5 | 8 | 390 | 430 | 10 | 26 |
| 325 | 9 | 18 | 16,5 | 32 | 520 | 465 | 390 | 14 | 5 | 8 | 420 | 475 | 12 | 28 |
| 350 | 10 | 20 | 17,5 | 34 | 550 | 495 | 420 | 14 | 5 | 8 | 450 | 520 | 12 | 28 |
| 375 | 10 | 20 | 19 | 36 | 580 | 525 | 450 | 14 | 5 | 8 | 480 | 565 | 12 | 30 |
| 400 | 10 | 20 | 20 | 38 | 605 | 550 | 476 | 14 | 5 | 8 | 510 | 610 | 12 | 30 |
| | | | | | | | | | II. Rohrleitungen von | | | | | |
| 325 | 8 | 16 | 12,5 | 26 | 495 | 445 | 376 | 14 | 5 | 8 | 405 | 415 | 10 | 24 |
| 350 | 8 | 16 | 14 | 28 | 525 | 475 | 406 | 14 | 5 | 8 | 435 | 460 | 10 | 26 |
| 375 | 9 | 18 | 15 | 30 | 555 | 505 | 436 | 14 | 5 | 8 | 465 | 505 | 10 | 26 |
| 400 | 9 | 18 | 16 | 32 | 585 | 535 | 465 | 14 | 5 | 8 | 505 | 550 | 12 | 28 |

[1]) Diese Maße gelten nur für Rohre von Schweißeisen bezw. Flußeisen oder Kupfer. Von 8 bis 13 atm Überdruck und bis 150 mm Durchmesser ist es zulässig, gußeiserne Rohre zu verwenden, wozu die Wanddicken und Flanschen der deutschen Rohrnormalien entsprechend zu verstärken und zu ändern sind.

[2]) Die in der Maßtafel angegebenen Wanddicken für Kupferrohre beziehen sich auf 20 (I) und 15 (II) atm Überdruck; bei geringerem Druck sind die Wanddicken nach den Formeln $s = \frac{p\,D}{400} + 1{,}5$ (für Rohre bis 100 mm lichter Durchmesser) und $s = \frac{p\,D}{400}$ (für Rohre von 125 mm lichtem Durchmesser und darüber) zu bestimmen.

## Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung.

auf S. 368 bis 371.

| Schrauben[4] | | | | Flansche | | | | | | | | | | | | Lichter Durchmesser des Rohres |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Loser Flansch | | Bordring | | Fester Flansch und Bordring | | | | | für Linsendichtung | | |
| | | | | | | | | | Höhe | | | | | | | |
| Gesamtdruck auf die Schrauben berechnet für $r+2a$ | Durchmesser | Anzahl | Durchmesser des Schraubenloches | Äußerer Durchmesser | Innerer Durchmesser | Höhe | Äußerer Durchmesser | Höhe des aufgeschweißten Bordes | aus Stahlguß | | aus Bronze | | Flansch am Ventil aus Bronze | Höhe des Ansatzes auf dem Flansche | Tiefe der inneren Eindrehung | |
| | | | | $A$ | $F$ | $e$ | $G$ | $f$ | $g$ | $g_1 = g-b$ | $h$ | $h_1 = h-b$ | $h_r = h+b$ | $h_2$ | $i$ | $D$ |
| kg | engl. Z. | | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |
| **8 bis 20 atm Überdruck.** | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 643 | 1/2 | 6 | 14 | 125 | 60 | 16 | 75 | 16 | 16 | 12 | 16 | 12 | 20 | 8 | 7 | 30 |
| 907 | 1/2 | 6 | 14 | 140 | 75 | 17 | 90 | 18 | 18 | 14 | 18 | 14 | 22 | 9 | 9 | 40 |
| 1216 | 5/8 | 6 | 17 | 160 | 85 | 18 | 100 | 20 | 20 | 16 | 20 | 16 | 24 | 10 | 9 | 50 |
| 1571 | 5/8 | 6 | 17 | 175 | 90 | 19 | 110 | 21 | 21 | 17 | 21 | 17 | 25 | 12 | 11 | 60 |
| 1900 | 5/8 | 6 | 17 | 185 | 100 | 20 | 120 | 22 | 22 | 18 | 22 | 18 | 26 | 12 | 11 | 70 |
| 2300 | 3/4 | 6 | 21 | 200 | 115 | 22 | 135 | 23 | 23 | 19 | 23 | 19 | 27 | 13 | 12 | 80 |
| 2737 | 3/4 | 6 | 21 | 220 | 125 | 23 | 150 | 24 | 24 | 20 | 24 | 20 | 28 | 13 | 13 | 90 |
| 3534 | 3/4 | 6 | 21 | 240 | 140 | 24 | 160 | 26 | 26 | 21 | 26 | 21 | 31 | 14 | 14 | 100 |
| 4866 | 3/4 | 8 | 21 | 270 | 170 | 28 | 190 | 28 | 28 | 23 | 28 | 23 | 33 | 14 | 15 | 125 |
| 6537 | 7/8 | 8 | 24 | 300 | 195 | 32 | 220 | 30 | 29 | 24 | 30 | 25 | 35 | 14 | 16 | 150 |
| 8600 | 7/8 | 10 | 24 | 330 | 225 | 37 | 250 | 31 | 30 | 25 | 32 | 27 | 37 | 15 | 17 | 175 |
| 10948 | 7/8 | 12 | 24 | 360 | 255 | 40 | 280 | 32 | 31 | 26 | 34 | 29 | 39 | 15 | 18 | 200 |
| 14137 | 1 | 12 | 28 | 390 | 285 | 42 | 310 | 34 | 32 | 27 | 36 | 31 | 41 | 16 | 19 | 225 |
| 16900 | 1 | 12 | 28 | 420 | 315 | 45 | 340 | 36 | 33 | 28 | 38 | 33 | 43 | 17 | 21 | 250 |
| 20130 | 1 | 14 | 28 | 450 | 340 | 48 | 370 | 37 | 34 | 29 | 40 | 35 | 45 | 18 | 22 | 275 |
| 23648 | 1 | 16 | 28 | 480 | 370 | 50 | 400 | 38 | 35 | 30 | 42 | 37 | 47 | 18 | 23 | 300 |
| 27445 | 1 1/8 | 16 | 32 | 520 | 405 | 52 | 430 | 39 | 36 | 31 | 44 | 39 | 49 | 18 | 25 | 325 |
| 31526 | 1 1/8 | 16 | 32 | 550 | 435 | 55 | 460 | 40 | 37 | 32 | 46 | 41 | 51 | 19 | 27 | 350 |
| 35890 | 1 1/8 | 18 | 32 | 580 | 465 | 58 | 490 | 41 | 38 | 33 | 48 | 43 | 53 | 19 | 28 | 375 |
| 39900 | 1 1/8 | 20 | 32 | 605 | 490 | 60 | 515 | 42 | 40 | 35 | 48 | 43 | 53 | 20 | 29 | 400 |
| **8 bis 15 atm Überdruck.** | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19230 | 1 | 14 | 28 | 495 | 390 | 45 | 415 | 36 | 33 | 28 | 38 | 33 | 43 | 17 | 21 | 325 |
| 22190 | 1 | 16 | 28 | 525 | 415 | 48 | 445 | 38 | 34 | 29 | 40 | 35 | 45 | 17 | 22 | 350 |
| 25369 | 1 | 18 | 28 | 555 | 445 | 50 | 475 | 38 | 35 | 30 | 40 | 35 | 45 | 17 | 23 | 375 |
| 28633 | 1 | 20 | 28 | 585 | 480 | 52 | 505 | 40 | 36 | 31 | 42 | 37 | 47 | 18 | 25 | 400 |

[3] Die Feder ist stets 1 mm schmäler als die Nute.

[4] Die Außenmaße der Muttern entsprechen den Vorschriften der Kaiserlichen Marine für englische und den Beschlüssen des Vereins deutscher Ingenieure für metrische Schraubenmaße.

[5] Die Flanschverbindungen der Kupferrohre von 125 und 150 mm lichtem Durchmesser sind in den Zeichnungen nicht dargestellt; der Unterschied gegenüber den Röhren von 175 mm lichtem Durchmesser und darüber besteht darin, daß die Flanschverbindungen der Rohre von 125 und 150 mm lichtem Durchmesser nur **eine** Reihe von Nieten haben. Alle Maße auch dieser Flanschverbindungen sind aus der vorstehenden Tafel zu entnehmen.

Fortsetzung der Tabelle

| Lichter Durchmesser des Rohres | Hals für Rohre aus Schweißeisen oder Flußeisen | | | | | | | | Niete für Rohre aus Schweißeisen oder Flußeisen | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | geschraubt oder eingerollt | | | | genietet und gelötet | | | genietet und verstemmt | | | | | Anzahl der Niete in einer Reihe bei | |
| | Höhe des Halsansatzes | Dicke des Halsansatzes | | Tiefe der Einrollung | Höhe des Halsansatzes | Länge der Aussparung | Breite und Länge der Abschrägung | Höhe des Halsansatzes | Durchmesser | Abstand von der Außenkante des Halses | | Abstand von der Innenkante des Rohres | einfacher | doppelter |
| *D* | *k* | *m* | $m_1$ | *t* | *n* | *o* | *l* | *p* | *q* | *r* | $r_1$ | *u* | Nietung | |
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | | |
| **I. Rohrleitungen von** | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | 18 | 8 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 40 | 20 | 8 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 50 | 22 | 9 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 60 | 24 | 9 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 70 | 25 | 10 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 80 | 26 | 10 | . | 1 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 90 | 27 | 11 | . | 1,5 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 100 | 28 | 11 | . | 1,5 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 125 | 32 | 12 | 13 | 1,5 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 150 | 42 | 12 | 14 | 2 | 42 | 37 | 6 | 67 | 13 | 23 | 45 | 28 | 10 | 7 |
| 175 | 45 | 13 | 15 | 2 | 45 | 40 | 7 | 75 | 14 | 24 | 48 | 30 | 11 | 8 |
| 200 | 47 | 14 | 16 | 2 | 47 | 42 | 8 | 82 | 15 | 25 | 53 | 32 | 12 | 9 |
| 225 | 50 | 15 | 17 | . | 50 | 45 | 9 | 84 | 16 | 26 | 55 | 35 | 14 | 10 |
| 250 | 52 | 16 | 18 | . | 52 | 47 | 10 | 86 | 17 | 27 | 58 | 36 | 15 | 12 |
| 275 | 52 | 16 | 18 | . | 52 | 47 | 11 | 86 | 17 | 27 | 58 | 36 | 16 | 13 |
| 300 | 55 | 16 | 18 | . | 55 | 50 | 12 | 88 | 18 | 28 | 60 | 38 | 17 | 14 |
| 325 | 55 | 17 | 19 | . | 55 | 50 | 13 | 88 | 18 | 28 | 60 | 38 | 18 | 15 |
| 350 | 58 | 17 | 19 | . | 58 | 53 | 13 | 95 | 19 | 30 | 64 | 40 | 19 | 16 |
| 375 | 58 | 18 | 20 | . | 58 | 53 | 14 | 95 | 19 | 30 | 64 | 40 | 20 | 17 |
| 400 | 60 | 18 | 20 | . | 60 | 55 | 14 | 103 | 20 | 32 | 67 | 44 | 21 | 18 |
| **II. Rohrleitungen von** | | | | | | | | | | | | | | |
| 325 | 52 | 16 | 18 | . | 52 | 47 | 10 | 86 | 17 | 27 | 58 | 36 | 18 | 15 |
| 350 | 52 | 16 | 18 | . | 52 | 47 | 11 | 86 | 17 | 27 | 58 | 36 | 19 | 16 |
| 375 | 55 | 16 | 18 | . | 55 | 50 | 12 | 88 | 18 | 28 | 60 | 38 | 20 | 17 |
| 400 | 55 | 17 | 19 | . | 55 | 50 | 13 | 88 | 18 | 28 | 60 | 38 | 21 | 18 |

[1]) Unter Baulänge des Ventils ist dasjenige Maß verstanden, welches sich von Mitte zu Mitte Ventil ohne Rücksicht auf die Dichtung ergibt, wenn zwei gleiche Ventile aneinander gefügt werden. Die Schenkellängen der normalen

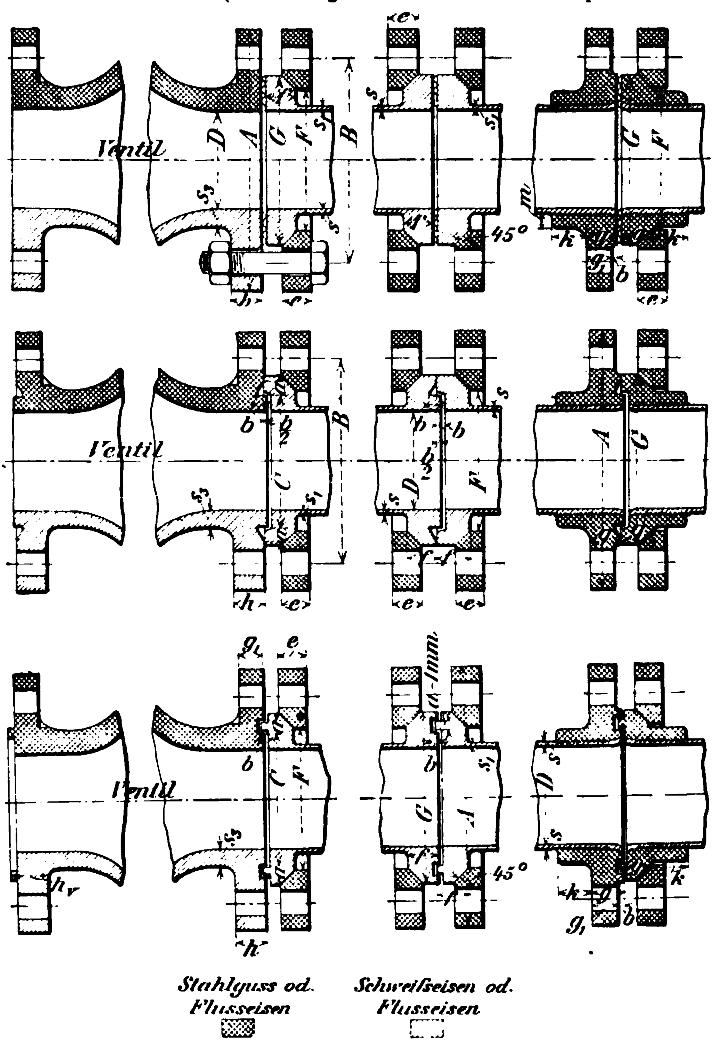
von Seite 364 und 365.

| Hals für Rohre aus Kupfer | | | | | Niete für Rohre aus Kupfer | | | | Umbörtelung des Kupferrohres | | Lichter Durchmesser des Rohres | Baulänge des Ventiles |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Höhe des Halsansatzes | Dicke des Halsansatzes | | Länge der Aussparung | Breite und Länge der Abschrägung | Durchmesser | Abstand von der Außenkante des Halses | | Anzahl der Niete in einer Reihe | Breite | Tiefe | | $L$[1]) = $2D + 150$ |
| $k_1$ | $v$ | $v_1$ | $o_1$ | $l$ | $q_1$ | $w$ | $w_1$ | | $x$ | $y$ | $D$ | |
| mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | | mm | mm | mm | mm |
| **8 bis 20 atm Überdruck.** | | | | | | | | | | | | |
| 14 | 7 | . | 14 | 5 | . | . | . | . | 3 | 3 | 30 | 210 |
| 14 | 8 | . | 15 | 5,5 | . | . | . | . | 3 | 3,5 | 40 | 230 |
| 14 | 8 | . | 15 | 5,5 | . | . | . | . | 3,5 | 3,5 | 50 | 250 |
| 14 | 8 | . | 15 | 6 | . | . | . | . | 3,5 | 4 | 60 | 270 |
| 15 | 8 | . | 16 | 6 | . | . | . | . | 4 | 4 | 70 | 290 |
| 15 | 9 | . | 16 | 6 | . | . | . | . | 4 | 4,5 | 80 | 310 |
| 16 | 9 | . | 16 | 6 | . | . | . | . | 4 | 4,5 | 90 | 330 |
| 17 | 9 | . | 16 | 6 | . | . | . | . | 4,5 | 5 | 100 | 350 |
| 42 | 9 | 10 | . | 6 | 11 | 17 | . | 8 | 4,5 | 5,5 | 125 | 400 |
| 42 | 9 | 10 | . | 6 | 11 | 17 | . | 10 | 5 | 6 | 150 | 450 |
| 71 | 10 | 12 | . | 7 | 12 | 19 | 40 | 8 | 5,5 | 7 | 175 | 500 |
| 75 | 11 | 13 | . | 8 | 13 | 21 | 43 | 9 | 6 | 8 | 200 | 550 |
| 79 | 12 | 14 | . | 9 | 14 | 23 | 47 | 10 | 7 | 9 | 225 | 600 |
| 81 | 13 | 15 | . | 10 | 15 | 25 | 51 | 12 | 8 | 10 | 250 | 650 |
| 83 | 14 | 16 | . | 11 | 16 | 27 | 55 | 13 | 9 | 11 | 275 | 700 |
| 88 | 15 | 17 | . | 12 | 17 | 29 | 58 | 14 | 10 | 12 | 300 | 750 |
| 94 | 16 | 18 | . | 13 | 18 | 31 | 63 | 15 | 11 | 13 | 325 | 800 |
| 100 | 17 | 19 | . | 13 | 18 | 31 | 63 | 16 | 11 | 14 | 350 | 850 |
| 105 | 18 | 20 | . | 14 | 20 | 33 | 68 | 17 | 12 | 15 | 375 | 900 |
| 109 | 18 | 20 | . | 14 | 20 | 33 | 68 | 18 | 12 | 15 | 400 | 950 |
| **8 bis 15 atm Überdruck.** | | | | | | | | | | | | |
| 81 | 13 | 15 | . | 10 | 15 | 25 | 51 | 15 | 8 | 10 | 325 | 800 |
| 83 | 14 | 16 | . | 11 | 16 | 27 | 55 | 16 | 9 | 11 | 350 | 850 |
| 88 | 15 | 17 | . | 12 | 17 | 29 | 58 | 17 | 10 | 12 | 375 | 900 |
| 94 | 16 | 18 | . | 13 | 18 | 31 | 63 | 18 | 11 | 13 | 400 | 950 |

[1]) T-Stücke und Krümmer sind gleich der halben Baulänge der Durchgangsventile, also $= D + 75$ mm.

Normalien zu Rohrleitungen für Dampf

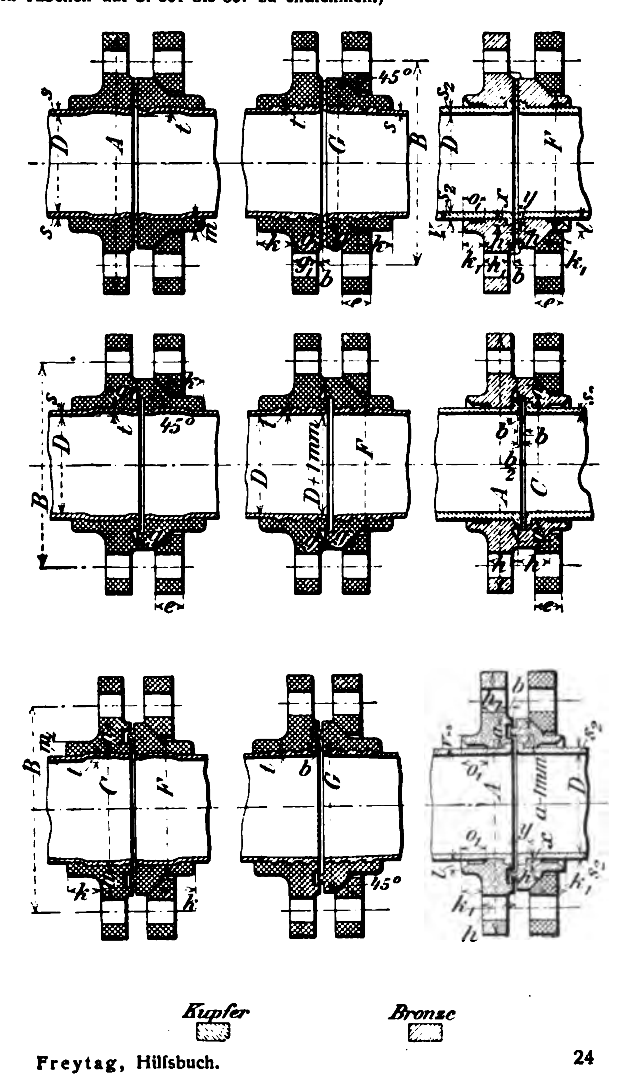
Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 70 mm lichten
bei sonst gleichen Flanschverbindungen, wagerecht nebeneinander eine
(Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden Maße



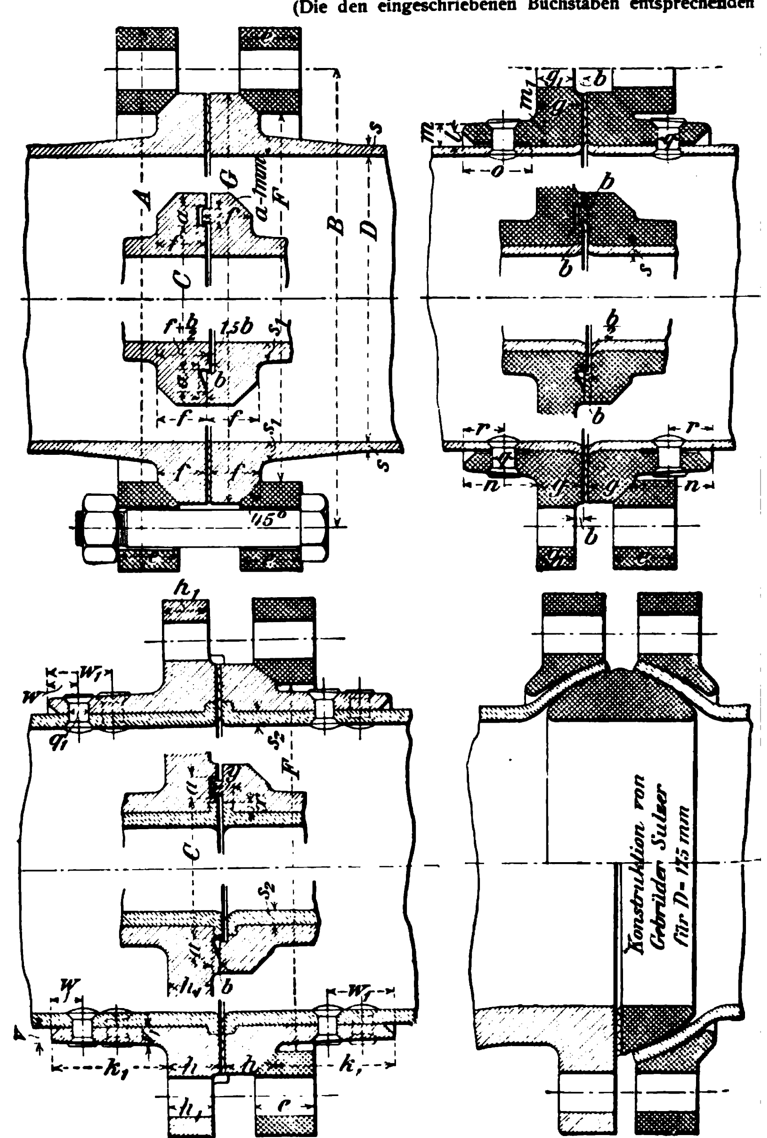
von **hoher Spannung** (bis 20 atm Überdruck).

**Durchmesser**, und zwar senkrecht untereinander verschiedene Dichtungen und dieselbe Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen.

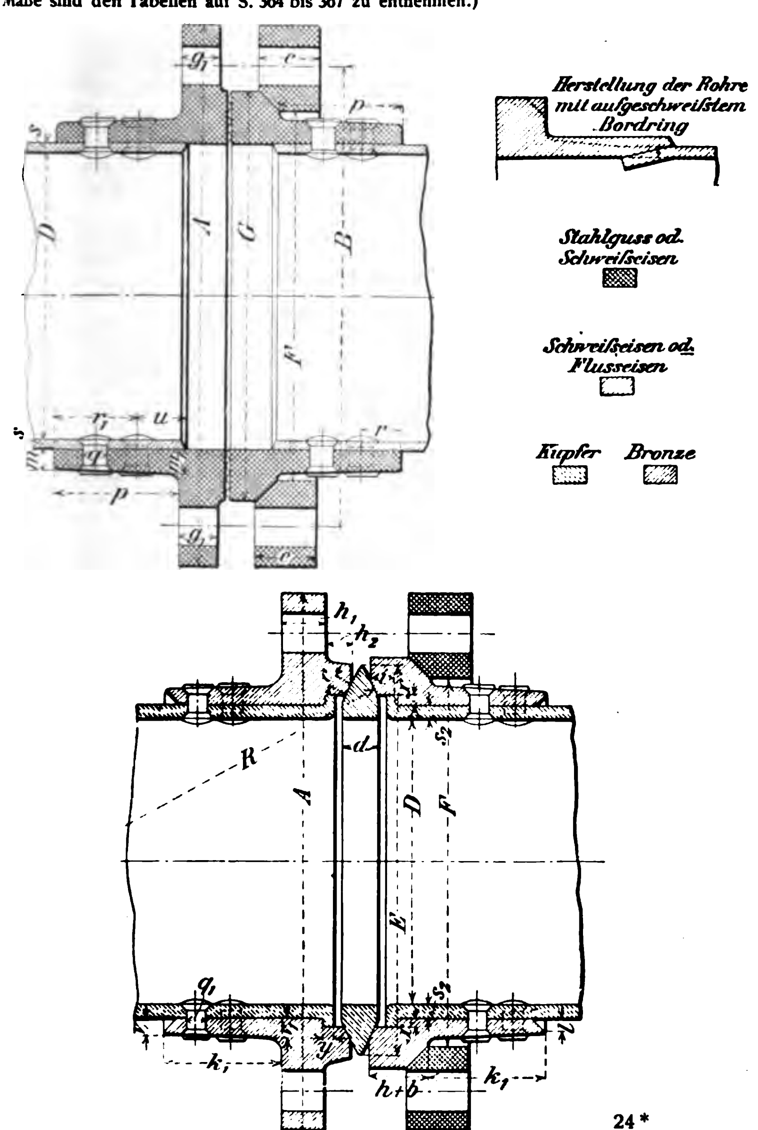
sind den Tabellen auf S. 364 bis 367 zu entnehmen.)



Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 175 mm lichten Flanschverbindungen bezw. eine und dieselbe (Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden



Durchmesser, und zwar verschiedene Dichtungen bei sonst gleichen Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen.
Maße sind den Tabellen auf S. 364 bis 367 zu entnehmen.)



## C. Ventile.

Die zur zeitweisen Unterbrechung eines Flüssigkeitsstromes erforderlichen Verschlüsse werden als Ventile bezeichnet; sie lassen sich, je nach ihrer zum Zwecke des Freilegens einer vordem abgeschlossenen Öffnung nötigen Bewegung, einteilen in Schieber-, Hub- und Klappenventile.

Bei den Schieberventilen geschieht dies durch die geradlinige oder drehende Bewegung eines plattenförmigen Körpers bezw. eines Ventiles mittels eines Handrades oder dergl. Hierunter gehören Absperrventile und Absperrschieber, Drehschieber und Hähne.

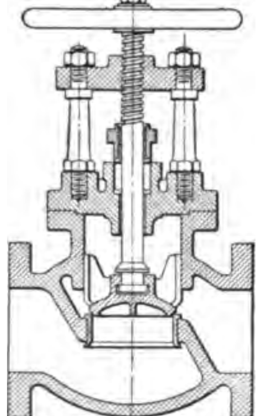


Fig. 333.

Bei den Hubventilen bewegt sich der Ventilkörper senkrecht zu dem festliegenden Ventilsitz; bei den Klappenventilen oder Klappen erfolgt die öffnende Bewegung des Ventiles durch Drehen desselben um eine Achse und Abheben vom Ventilsitz. Die Bewegung der Ventile kann eine teilweise oder vollkommen zwangläufige oder eine selbsttätige sein.

Zur selbsttätigen Bewegung eignen sich nur die Hub- und Klappenventile, doch lassen sich dieselben auch teilweise oder vollkommen zwangläufig bewegen, wie z. B. bei den auslösenden und zwangläufigen Ventilsteuerungen der Dampfmaschinen u. s. w.

Bei allen Ventilarten ist, um ein Rücktreten der Flüssigkeit zu verhindern, ein vollständig dichtes Abschließen des Ventiles erforderlich.

Damit ein Klemmen und Festsitzen des Ventiles im geöffneten Zustande nicht eintreten kann, ist dasselbe mit einer zuverlässigen Führung zu versehen, deren Gleitflächen zur Vermeidung der Abnutzung und der seitlichen Ablenkung genügend groß sein müssen. Um die Bewegungswiderstände herabzumindern, soll die Flüssigkeit beim Durchströmen durch das Ventil möglichst wenig Richtungs- und Querschnittsänderungen erfahren.

### a) Absperrventile.

Fig. 333 zeigt ein gewöhnliches Absperrventil (sog. Bauchventil) für hohen Druck mit schmiedeiserner Brücke und außen liegendem Spindelgewinde nach Ausführung der Firma Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau.

Ventilsitz und Ventilkegel sind aus Rotguß gefertigt; ersterer ist durch Umbörtelung des unteren Randes gegen das Herausdrücken gesichert. Die Spindel trägt einen Konus, der bei ganz geöffnetem Ventil gegen die Stopfbüchse abdichtet, so daß letztere auch während des Betriebes verpackt werden kann. Der zwischen die kräftigen

Spindelbunde eingehängte Ventilkegel hat obere Führung im ausgedrehten Ventilhalse; über 150 mm Lichtweite sind die Kegel oben und unten durch Flügel geführt. Ventile bis einschließlich 100 mm Durchgangsöffnung erhalten Spindeln aus Rotguß.

Die vor dem Versand einem Probedruck von 30 atm ausgesetzten Ventile werden in folgenden Abmessungen geliefert.

| Durchgangs-öffnung mm | Baulänge mm | Flanschen-Durchmesser mm | Lochkreis-durchmesser mm | Anzahl der Schrauben | Stärke der Schrauben engl. Z. | Durchgangs-öffnung mm | Baulänge mm | Flanschen-durchmesser mm | Lochkreis-durchmesser mm | Anzahl der Schrauben | Stärke der Schrauben engl. Z. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | 155 | 110 | 80 | 4 | 1/2 | 110 | 350 | 245 | 195 | 6 | 5/8 |
| 30 | 170 | 120 | 90 | 6 | 1/2 | 120 | 370 | 260 | 210 | 6 | 5/8 |
| 35 | 180 | 130 | 100 | 6 | 1/2 | 125 | 380 | 260 | 210 | 6 | 5/8 |
| 40 | 200 | 140 | 110 | 6 | 1/2 | 130 | 390 | 275 | 220 | 6 | 5/8 |
| 45 | 210 | 150 | 115 | 6 | 1/2 | 140 | 410 | 285 | 230 | 6 | 3/4 |
| 50 | 220 | 160 | 125 | 6 | 5/8 | 150 | 430 | 290 | 240 | 6 | 3/4 |
| 55 | 230 | 170 | 130 | 6 | 5/8 | 175 | 480 | 320 | 270 | 8 | 3/4 |
| 60 | 240 | 175 | 135 | 6 | 5/8 | 200 | 530 | 350 | 300 | 8 | 3/4 |
| 65 | 250 | 180 | 140 | 6 | 5/8 | 225 | 580 | 370 | 320 | 8 | 3/4 |
| 70 | 260 | 185 | 145 | 6 | 5/8 | 250 | 630 | 400 | 350 | 10 | 3/4 |
| 80 | 280 | 200 | 160 | 6 | 5/8 | 275 | 680 | 425 | 375 | 10 | 3/4 |
| 90 | 300 | 215 | 170 | 6 | 5/8 | 300 | 730 | 450 | 400 | 10 | 3/4 |
| 100 | 330 | 230 | 180 | 6 | 5/8 | | | | | | |

Bei Eckventilen, die eine Änderung der Rohrrichtung um 90° vermitteln, ist der Abstand des unteren Flansches, sowie der des Seitenflansches von der Ventilmitte gleich der halben Baulänge.

Ein Eckventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover mit innen liegendem Spindelgewinde ist in Fig. 334 abgebildet. Es ist darauf zu achten, daß das Spindelgewinde nicht in den Packungsraum der Stopfbüchse treten kann. Mit Rücksicht auf die Verbindung der Spindel mit dem Ventil durch eine Überwurfmutter und die Verpackung der Stopfbüchse unter Druck muß die Flüssigkeit bei geöffnetem Ventil von $a$ nach $b$ strömen, d. h. gegen die Unterfläche des Ventiles wirken.

Damit die Stopfbüchse auch bei geöffnetem Ventil verpackt werden kann, bildet genannte Firma den oberen Teil der Überwurfmutter und dementsprechend auch den unteren Teil eines in den Deckelhals eingetriebenen Rotgußfutters kegelförmig aus.

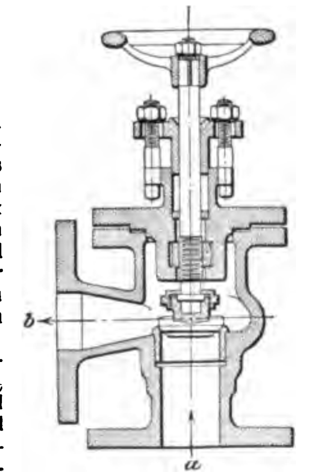



Fig. 334.

Das Fig. 335 ersichtliche Ablaßventil für Dampfkessel von Dreyer, Rosenkranz & Droop wird mit Flansch $b$ an den am Kessel befindlichen Ablaßkrümmer befestigt, so daß der Ablauf bei $a$ nach unten mündet. Die Dichtung des Rotgußkegels $c$, der sich mitsamt dem angegossenen Führungsstück $h$ bei Drehung der Spindel $e$ hebt, ist scharf, d. h. die Kanten des Ventilsitzes sind fast gar nicht gebrochen, so daß alle Schlamm- und Schmutzteile abgekniffen werden. Sitz und Kegel sind nach Entfernung des Oberteiles $t$ mittels der Klappschrauben $k$ leicht zugänglich. Nach oben dichtet der Kegel $c$ durch einen Weichmetallring $o$. Eine Stopfbüchse ist vermieden. Durch Drehen des Kegels am Vierkant $p$ wird eine Nachdichtung im Betriebe möglich.

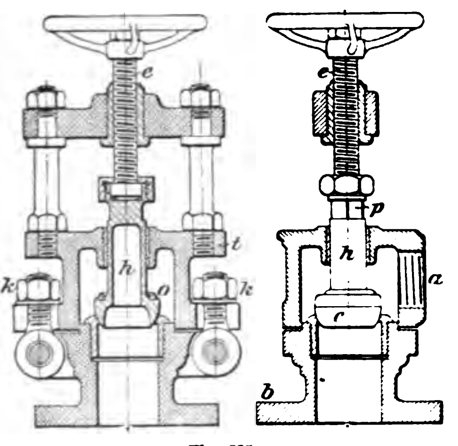
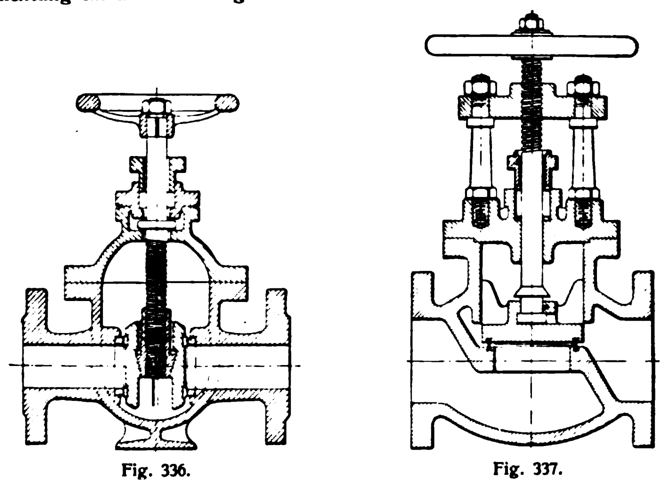


Fig. 335.


Fig. 336. Fig. 337.

Ein Absperrventil besonderer Art, das Peet-Ventil, zeigt Fig. 336 nach Ausführung der vorgenannten Firma.

Die Absperrung erfolgt durch zwei gußeiserne Scheiben mit Rotgußringen, die mittels eines auf der Spindel drehbar angeordneten Kegels auseinander und damit auf entsprechende Rotgußsitze der Durchgangsöffnungen gepreßt werden. Für Dampf- und Wasserleitungen von geringer Lichtweite (bis 50 mm Durchgang) werden die Ventile ganz in Rotguß hergestellt.

Für hohe Dampfspannungen und für überhitzten Dampf ist die bisher für Absperrventile allgemein angewandte Rotgußdichtung nicht besonders geeignet, da dieses Material bei höheren Temperaturen an Festigkeit verliert und die Flächen der Sitze und Kegel, besonders wenn der Dampf Unreinigkeiten mitführt, nach kurzer Zeit beschädigt werden, auch ist wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß eine Lockerung der Rotgußsitze zu befürchten.

Um diesen Übelständen zu begegnen, fertigen Schäffer & Budenberg die starkwandigen Ventile nach Fig. 337 mit kräftigen Gußeisenkegeln und mit in Sitz und Kegel eingepreßten Dichtungsringen aus einer geeigneten Metallkomposition, die gleiche Ausdehnung wie Gußeisen hat.

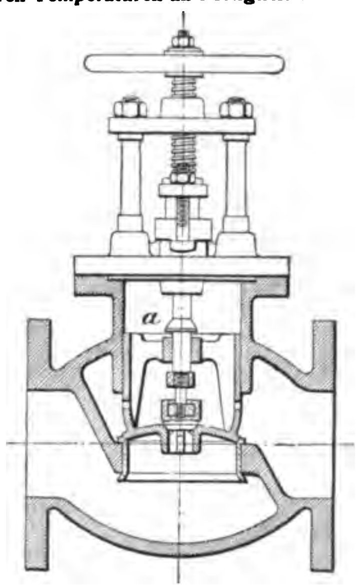


Fig. 338.

Während der gespannte Dampf bei den gewöhnlichen Absperrventilen unter dem Ventilkegel eintritt, muß er bei den Ventilen, Bauart Daelen, stets über dem Kegel eintreten. Zu dem Zwecke ist, wie Fig. 338 ersichtlich, das Ventil mit zwei Rotgußkegeln ausgerüstet, von denen der kleinere, der eine inmitten des losen Hauptkegels befindliche Öffnung verschließt, unmittelbar an der Ventilspindel befestigt ist. Der cylindrische Hauptkegel ist mit so viel Spiel in den Ventilhals eingepaßt, daß der Dampfdruck sich in den Raum *a* oberhalb der Kegel fortpflanzen, also beide Kegel niederdrücken kann. Sobald die Ventilspindel mit dem kleinen Kegel hochgeschraubt wird, kann der in dem Raume *a* befindliche gespannte Dampf entweichen, und es hebt sich nunmehr der Hauptkegel durch den Dampfdruck ohne Belastung der Spindel selbsttätig. Beim Schließen des kleineren Ventiles bringt der in dem Raume *a* verbleibende gespannte Dampf den Hauptkegel selbsttätig auf seinen Sitz zurück.

Das Ventil läßt sich auch bei hohen Dampfdrücken ohne besondere Kraftanwendung öffnen und schließen.

Die Ventile werden bis zu 300 mm Durchgangsöffnung mit Rotgußspindel und von 350 mm an aufwärts mit Eisenspindeln ausgeführt.

Sogenannte Schnellschlußventile (Fig. 339) gestatten aus größeren Entfernungen mittels eines Drahtzuges bei *z* am Hebel *m*

oder aus nächster Nähe mittels des Handgriffes *h* an genanntem Hebel ein schnelles Abschließen der Dampfleitung. Das Ventil hat eine geteilte Spindel. Der mit Gewinde versehene Teil $s_1$ derselben bewegt sich in der Ventilbrücke *b*, während der mit dem Ventilkegel verbundene Teil $s_2$ behufs Öffnens des Ventiles durch einen Überwurf *k* mit dem Spindelteile $s_1$ gekuppelt werden muß. Das Ventil ist so in die Leitung einzuschalten, daß der Dampf über dem Kegel eintritt und diesen beim Anlüften des Hebels *m* auf den Sitz zu drücken bestrebt ist.

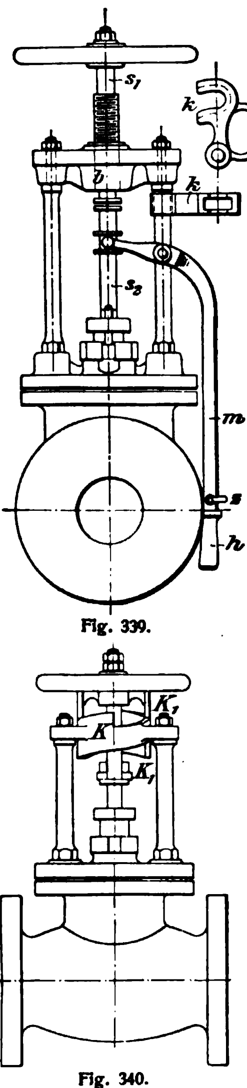


Fig. 339.

Fig. 340.

Bei dem Schnellschlußventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop (Fig. 340) hat die Spindel kein Gewinde, und die Ventilbrücke ist oberhalb und unterhalb zu einem Kreiskeilpaar *K* ausgebildet, welches dem Ventilhube entsprechen muß; an dem Stellrade und der Spindel ist je ein Knaggenpaar $K_1$ unter einem Winkel von $90^0$ gegeneinander versetzt angeordnet, und diese bewegen sich auf dem Kreiskeil mit der nötigen Reibung, um in jeder Höhenlage Selbstverstellung zu hindern. Eine halbe Umdrehung öffnet und schließt das Ventil.

Um durch plötzlich eintretende Undichtigkeiten in einer Dampfleitung, z. B. beim Losreißen eines Flansches, Zerspringen eines Rohres u. s. w., eintretende Unglücksfälle zu verhüten, sind Selbstschlußventile anzuordnen, die beim Zerreißen eines Teiles der Dampfleitung die Dampfausströmung verhindern.

Die Wirkung dieser Ventile beruht bei der von Dreyer, Rosenkranz & Droop hergestellten Ausführungsform derselben (Fig. 341) darauf, daß der auf dem Dorn *d* geführte Ventilteller *t*, sobald bei *a* infolge eines Rohrbruches Entlastung eintritt, durch die saugende Wirkung im Rohre *a* und durch die Expansion des Dampfkissens unter *t* an den Sitz gedrückt und hier so lange festgehalten wird, bis die Leitung vom Kessel abgesperrt und der Druck bei *e* entsprechend gefallen ist. Der Teller, dessen Gewicht entsprechend gewählt und der sogar zuweilen angebohrt wird, fällt dann von selbst zurück. Durch Öffnen des Hahnes *p* kann der Vorgang beschleunigt werden; ferner kann man durch den Hahn

sich von der Beweglichkeit des Kegels überzeugen. Auch das Dampfwasser wird hier entfernt[1]).

Fig. 342 zeigt das mit einem gewöhnlichen Absperrventil vereinigte Selbstschlußventil von Schumann & Co. in Leipzig-Plagwitz. Der Ventilteller trägt hier noch einen Rotgußkolben *a*, der in dem gußeisernen Gehäuse *b* dampfdicht eingeschliffen ist. Die Löcher *c* lassen den Dampf oberhalb des Kolbens *a* austreten, wenn sich das Ventil im Falle eines Rohrbruches selbsttätig schließt. Die in dem abgeschlossenen Raume unterhalb des Kolbens entstehende Saugwirkung veranlaßt, daß das Ventil ohne Stoß auf seinen Sitz auftrifft und verhindert den unbeabsichtigten Schluß bei einer aus irgend welchen Gründen in geringem Maße gesteigerten Dampfgeschwindigkeit[2]).

Wechselventile (Dreiwegeventile) finden bei Dampfmaschinen Verwendung; sie gestatten je nach ihrer Stellung das Entweichen des Abdampfes der Maschine in einen Kondensator oder ins Freie.

Fig. 341.

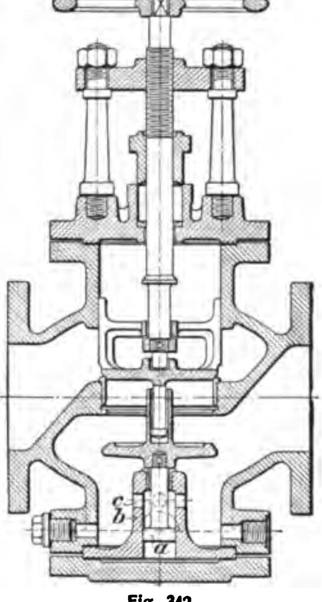


Fig. 342.

Fig. 343 und 344 (S. 378) zeigen Wechselventile von Schäffer & Budenberg mit je einem seitlichen Einlauf- und einem seitlichen und einem unteren Auslaufstutzen; letzterer kann anstatt gerade auch als Krümmerstutzen ausgebildet werden.

Das Ventil (Fig. 343) besitzt einen Doppelkegel aus Rotguß und Sitze aus demselben Material, das in Fig. 344 dargestellte leichtere

---

[1]) Lethuilier & Pinel haben solche Ventile bereits vor Jahren hergestellt (vergl. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1432).

[2]) Vergl. auch die Mitteilungen von R. Koch in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1898, S. 644, über das von ihm erfundene „selbsttätige Absperr- und Regelventil“.

Modell einen Kegel aus Gußeisen mit Weißmetall-Dichtungsringen, die auf abgedrehte Vorsprünge des gußeisernen Ventilgehäuses zu liegen kommen.

Bei hochgeschraubter Spindel ist der seitliche Einlaufstutzen mit dem unteren, bei niedergeschraubter Spindel dagegen mit dem seitlichen Auslaufstutzen verbunden.

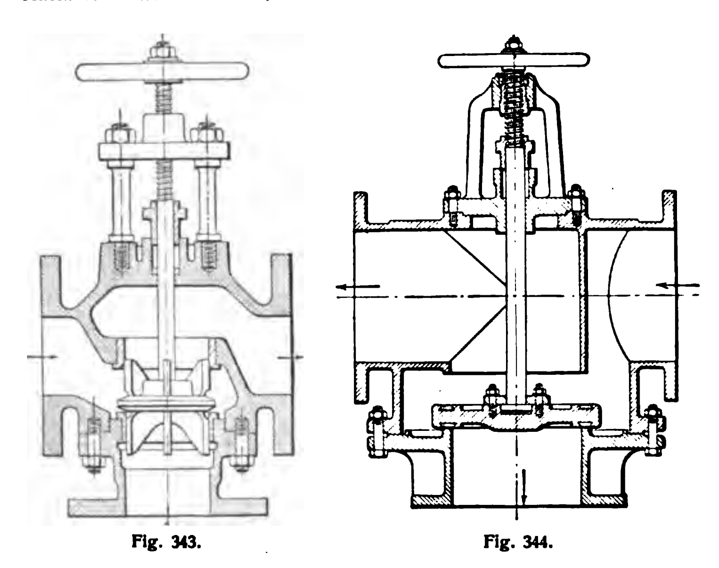


Fig. 343. Fig. 344.

Je nach der Art und Beschaffenheit der Flüssigkeit wird bei den Absperrventilen statt metallischer Abdichtung auch solche durch Gummi, Leder, Hanf, Holz, Vulkanfiber (Jenkinsdichtung) oder dergl. verwendet.

Bei unzugänglicher Lage der Absperrventile lassen sich dieselben nicht mehr unmittelbar durch ein Handrad einstellen; in solchen Fällen sind Übersetzungsantriebe anzuwenden.

Die Bedienung hochgelegener Absperrventile erfolgt mittels Stirnrad- oder Kegelradübersetzung und verlängerter Spindel vom Fußboden aus; die Spindel kann in einer Säule oder in einem Wandlager geführt sein. Soll die Bedienung von oben aus erfolgen, so ist die Ventilspindel selbst bis zum Bedienungsort nach oben zu verlängern. Es kann ferner die Bedienung hochgelegener Absperrventile mittels Kette und Kettenrad geschehen, wobei der Antrieb der Ventilspindeln durch eine Stirnradübersetzung bezw. durch Schnecke und Schneckenrad bewirkt wird.

Es empfiehlt sich, alle Übersetzungsantriebe mit Schildern zu versehen, die anzeigen, ob das betreffende Ventil geöffnet oder geschlossen ist.

Um größere Absperrventile gewöhnlicher Bauart auch bei hohen Dampfspannungen leicht öffnen und schließen zu können, sind besondere, vom Hauptventil unabhängige sog. Umlaufventile anzubringen, mittels welcher vor dem Öffnen des Hauptventils Druckausgleich in den über und unter dem Kegel liegenden Räumen hergestellt wird.

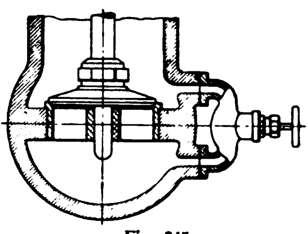
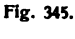


Fig. 345.

Fig. 345 zeigt eine solche Anordnung an einem geraden Durchgangsventil, bei dem die Druckflüssigkeit über dem Kegel eintritt.

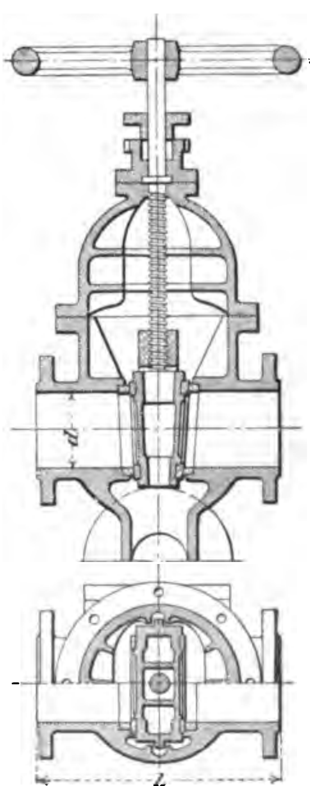
## b) Absperrschieber.

Die gebräuchliche Konstruktion eines Wasserschiebers mit rundem Querschnitte des zugehörigen Gehäuses zeigt Fig. 346. Baulänge ($l = d + 200$ mm) und Flanschenabmessungen der für Durchgänge bis 800 mm gebauten Schieber entsprechen den vom Verein deutscher Ingenieure und dem deutschen Verein von Gas- und Wasser-Fachmännern aufgestellten Normalien (s. Tabelle auf S. 352 und 353).

Das gußeiserne Gehäuse hat eingepreßte Sitzringe von Rotguß. Der Schieber bildet einen keilförmig abgeschnittenen Cylinder von Gußeisen mit eingenieteten Rotgußringen in den schrägen Stirnseiten. Spindel und zugehörige Mutter sind ebenfalls von Rotguß gefertigt; erstere erhält Linksgewinde, so daß sich der Schieber bei Rechtsdrehung der Spindel schließt. Die Führung des Schiebers erfolgt durch seitliche Lappen, die, mit hinreichendem Spiel, in Nuten des Gehäuses gleiten.

Für höhere Drücke als 50 atm werden die Gehäuse in Stahlguß ausgeführt.

Dampfschieber werden mit innenliegendem Spindelgewinde in ähnlicher Weise wie die Wasserschieber oder mit außenliegendem Spindelgewichte und Säulenaufsatz — aus zwei Säulen und Brücke von Schmiedeeisen bestehend — ausgeführt. Besondere Rücksicht ist hier darauf zu


Fig. 346.

nehmen, daß wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß kein Lockern der aus dem letztgenannten Material gefertigten Gehäuse- und Keildichtung eintritt. Spindeln und zugehörige Muttern werden in der Regel aus Phosphorbronze hergestellt. Die Dampfschieber haben gegenüber den Dampfventilen den Nachteil sehr langsamen Schließens und Öffnens; auch ist es nicht möglich, die Sitzflächen nachzuschleifen und überhaupt deren Zustand zu beurteilen.

Die Gasschieber haben Stahlspindeln mit innenliegendem Linksgewinde. Die keilförmigen

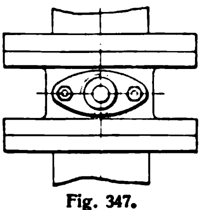


Fig. 347.

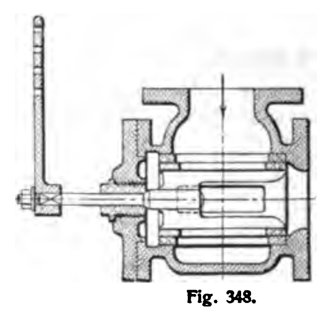


Fig. 348.

Schieber aus Gußeisen gleiten ohne besondere Dichtungsringe auf vorstehenden Leisten des gußeisernen Gehäuses.

Die Hauptabmessungen (Flanschen- bezw. Muffenabmessungen und Baulängen) der Dampfschieber (Normalmodell) für niederen und mittleren Druck — sie werden im Gehäuse mit einem Wasserdruck von 20 atm geprüft — sowie diejenigen der Gasschieber (Normalmodell) entsprechen ebenfalls den vom Verein deutscher Gas- und Wasser-Fachmänner aufgestellten Normalien.

Drehschieber finden, da sie für die Dauer nicht dicht halten, zur zeitweisen Unterbrechung eines Flüssigkeitsstromes keine Verwendung mehr; sie kommen jedoch als Drosselorgane zur Leistungsregelung von Kraftmaschinen (Dampfmaschinen, Turbinen, Gasmaschinen) in Anwendung.

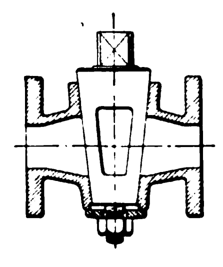
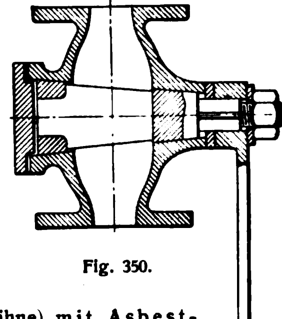


Fig. 349.

Fig. 347 zeigt eine als elliptische Scheibe mit zugeschärften Rändern ausgebildete Drosselklappe, deren Gehäuse in die Dampfleitung eingebaut ist, Fig. 348 ein Drosselventil, dessen — ebenso wie diejenige der Drosselklappe — durch eine Stopfbüchse nach außen abgedichtete Spindel mit dem Regulator in Verbindung steht.

In Fig. 349 ist ein einfacher Hahn dargestellt. Da kegelförmiges Metallküken (Neigung der Kegelseite gegen die Achse 1 : 8 bis 1 : 15) wird in das metallene oder gußeiserne Gehäuse eingeschliffen. Die Abdichtung geschieht durch die mittels Anziehung einer Schraubenmutter ausgeübte Achsialkraft. Eine Drehung der Mutter wird dadurch verhindert, daß die Unterlegscheibe auf ein Vierkant des Hahnkükens gesetzt ist. Bei dem Fig. 350 ersichtlichen Hahn erfolgt die Abdichtung selbsttätig durch den Flüssigkeitsdruck.


Fig. 350.

Einen Dreiwegehahn läßt Fig. 341 erkennen. Je nach Stellung des Hahnkükens kann die von *c* kommende Flüssigkeit nach *a* oder *b* geleitet oder von beiden Stutzen abgesperrt werden.

Hähne (insbesondere Wasserstandshähne) mit Asbestfutter und cylindrischem Küken (Fig. 352) werden von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover hergestellt.

Das Wesen solcher Hähne besteht darin, daß das Küken die Metallflächen des Gehäuses nur berührt, ohne zu schleifen, und daß ein über

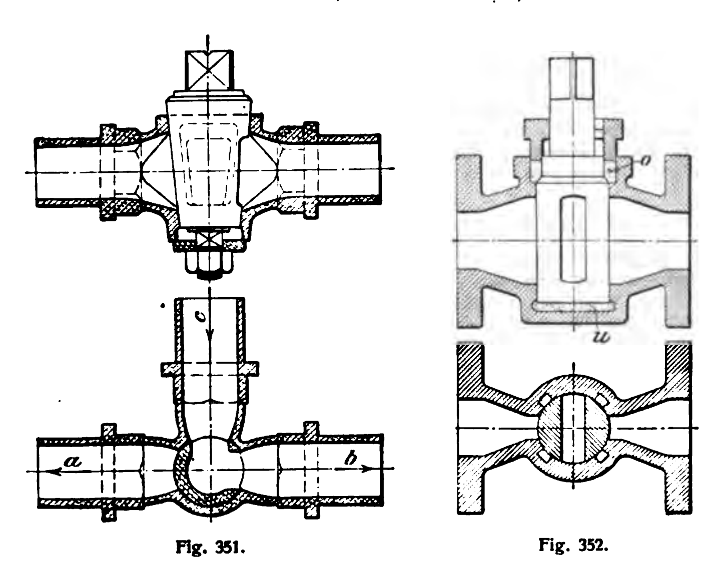


Fig. 351. Fig. 352.

der Hahnbohrung liegender Asbestring *o* und ein ebensolcher unterer Ring *u*, die durch vier Asbeststreifen in schwalbenschwanzförmigen Nuten senkrecht verbunden sind, die Abdichtung bewirken. Die mit

Graphit vermischte Asbestfaser ist derartig festgestampft, daß das Küken sich nur in den Asbeststreifen, gewissermaßen auf etwas elastischen Schleifflächen, bewegt.

Die Nuten sind so versetzt, daß sie stets gedeckt sind und Dampf oder Wasser sie nicht unmittelbar berühren können.

### c) Hubventile[1]).

Man unterscheidet selbsttätige oder freigängige Hubventile und selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schlußbewegung.

#### 1. Selbsttätige Hubventile.

Ein selbsttätiges Hubventil öffnet sich, wenn der gegen seine untere Fläche wirkende Druck den auf die obere Fläche wirkenden Druck und ferner das Gewicht $G'$ des Ventiles (unter Flüssigkeit) überwindet. Der erstgenannte Druck setzt sich zusammen aus der auf die wirksame untere freiliegende Fläche $f_u$ des Ventiles sich äußernden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit $p_u$ bezeichnet) und der Pressung zwischen den Dichtungsflächen; der zweitgenannte Druck ist die Summe der auf der oberen wirksamen Fläche $f_0$ des Ventiles lastenden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit $p_0$ bezeichnet) und der Spannung $E$ einer etwa vorhandenen Belastungsfeder.

Demnach muß, wenn $p_z$ den spezifischen Druck zwischen den Dichtungsflächen bezeichnet,

$$f_u p_u + (f_o - f_u) p_z > f_o p_o + E + G'$$

sein.

Die zum Anheben des Ventiles erforderliche Kraft, welche die Masse desselben, die der etwa vorhandenen Feder und die der auf dem Ventil lastenden Flüssigkeitssäule — falls diese nicht schon in entsprechender Bewegung — beschleunigen muß, ergibt sich somit zu

$$f_u p_u - f_o p_o + (f_o - f_u) p_z - E - G', \text{ oder zu}$$
$$f_u (p_u - p_o) - (f_o - f_u)(p_o - p_z) - E - G'.$$

Je größer diese Kraft, desto größer wird die Beschleunigung der Ventilerhebung sein, desto schneller wird somit das Ventil sich öffnen.

Der Wert des vorstehenden Ausdruckes wird um so größer, je größer der Druckunterschied $p_u - p_o$, je kleiner die Dichtungsfäche $f_o - f_u$ (vorausgesetzt, daß $p_o - p_z$ positiv ist) und je geringer die Federspannung und das Ventilgewicht ist.

Das Sinken des Ventiles beginnt, wenn die Geschwindigkeit des durchströmenden Flüssigkeitsstromes Null wird, d. h. bei Pumpen im Augenblicke des Hubwechsels des Kolbens. Da aber das Ventil eine gewisse Zeit braucht, um auf seinen Sitz zu gelangen, wird das Schließen desselben nicht sofort, sondern erst unter dem Druck der rückströmenden Flüssigkeit eintreten, womit ein Verlust an gelieferten Flüssigkeitsmengen, ferner, mit Rücksicht auf die veränderliche Kolbengeschwindigkeit, eine Beschleunigung der Drucksäule verbunden ist, die zu Stößen Veranlassung gibt.

---

[1]) Vergl. K. Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen", 2. Auflage, Berlin 1897, Julius Springer.

Der freie Ventilhub $h$ soll deshalb so klein als möglich gemacht werden, jedoch groß genug, um für den Durchtritt der Flüssigkeit durch das geöffnete Ventil den notwendigen Querschnitt zu bieten.

Die wirksame Ventilbelastung, die das gehobene Ventil gegen den Flüssigkeitsstrom im Gleichgewicht hält, kann nach den von C. v. Bach hierüber angestellten Versuchen gesetzt werden:

Für einsitzige, einfache Hubventile ohne untere Führung

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[ \lambda + \left( \frac{d_u}{4 \mu h} \right)^2 \right]; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55$$

für einsitzige, einfache Hubventile mit unterer Führung durch $i$ Rippen von der Breite $s$, gemessen auf dem Umfange $d_u \pi$ der Ventilsitzöffnung

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[ \lambda + \left( \frac{f_u}{\mu (\pi d_u - i s) h} \right)^2 \right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 56$$

In den vorstehenden Gleichungen bedeuten noch

$v_u$ die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit den Querschnitt $f_u$ der Ventilsitzöffnung (Durchmeser $= d_u$) durchfließt,

$\gamma$ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit,

$\lambda$ und $\mu$ von der Anordnung und Ausführung des Ventiles, sowie von der Umgebung desselben abhängige Erfahrungszahlen (s. S. 384 und 385).

Für den Beginn des Sinkens muß, wenn $E'$ die Spannung einer etwa vorhandenen, das Ventil belastenden Feder bezeichnet,

$$G' + E' > P$$

sein. Die Beschleunigung der fallenden Ventilbewegung beim Beginn derselben beträgt

$$\frac{G' + E' - P}{m};$$

die Ventilmasse ist

$$m = \frac{G}{g}.$$

Hierbei ist $G$ das wirkliche Gewicht des Ventiles, so daß, wenn $V$ das vom Ventil verdrängte Flüssigkeitsvolumen bezeichnet, sich ergibt

$$G = G' + V' \gamma.$$

Es ist somit die Beschleunigung am Anfange der Ventilbewegung

$$g \frac{G + E' - P - V\gamma}{G}.$$

Da die Zeit, welche das Ventil braucht, um auf seinen Sitz zu fallen, um so kleiner wird, je größer diese Beschleunigung ist, wird es sich um so rascher schließen, je größer sein Gewicht und die Federspannung und ferner je kleiner sein Volumen ist.

Mit der Größe des Ventilgewichtes wächst aber, insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen, der Stoß, den das Ventil beim Aufschlagen auf den Sitz ausübt, ferner erfolgt nach Früherem das Öffnen des Ventiles um so langsamer, je größer sein Gewicht ist.

Gewichtsventile, bei denen die Schwerkraft allein tätig ist, finden deshalb nur bei Pumpen mit langsamem Gange Anwendung. Bei schnelllaufenden Pumpen, wie sie in der Neuzeit zumeist gebaut werden, wird der Ventilschluß durch eine Feder bewirkt. Es soll dann das Ventil möglichst leicht sein, da durch die Ventilmasse die Wirkung der Feder beeinträchtigt wird.

Der Ventilwiderstand bestimmt sich aus

$$h_v = \zeta \frac{v_u^2}{2g},$$

wenn $\zeta$ eine Widerstandsvorzahl bedeutet; für diese hat C. v. Bach, je nach der Ventilform (s. nachstehend), folgende drei Gleichungen ermittelt:

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h}\right)^2, \quad \ldots \ldots \quad 57$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left[\frac{d_u^2}{(\pi d_u - i s) h}\right]^2, \quad \ldots \ldots \quad 58$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h}\right) \pm \gamma_1 \left(\frac{d_u}{h}\right)^2. \quad \ldots \ldots \quad 59$$

Hierin sind $\alpha_1$, $\beta_1$ und $\gamma_1$ Erfahrungszahlen.

Für die in Fig. 353 bis 357 dargestellten fünf Ventilformen gelten, unter der Voraussetzung, daß $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_U^2) = 1{,}8 \frac{\pi}{4} d_u^2 = 1{,}8 f_u$, d. h. der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80% größer als die Ventilsitzöffnung ist, die nachstehenden Werte für $\lambda$, $\mu$, $\alpha_1$, $\beta_1$ und $\gamma_1$

1. Für Tellerventile ohne untere Führung (Fig. 353) bei Hubhöhen $h = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$ und $b = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = 2{,}5 + 19 \frac{b - 0{,}1\, d_u}{d_u} \text{ und } \mu = 0{,}60 \text{ bis } 0{,}62;$$
   Gleichung 57 mit
   $$\alpha_1 = 0{,}55 + 4 \frac{b - 0{,}1\, d_u}{d_u} \text{ und } \beta_1 = 0{,}16 \text{ bis } 0{,}15.$$
   Die ersten Werte von $\mu$ und $\beta_1$ gelten bei breiter, die zweiten bei schmaler Dichtungsfläche.

2. Für Tellerventile mit unterer Führung (Fig. 354) bei $h = 0{,}125\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$ und $b = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 56 mit $\lambda$ und $\mu$ um 10% kleiner als bei 1;
   Gleichung 58 mit $\alpha_1$ um 0,8 bis 1,6 größer als bei 1 und $\beta_1 = 1{,}75$ bis $1{,}70$.

3. Für Kegelventile mit ebener Unterfläche (Fig. 355) bei $h = 0{,}10\, d_u$ bis $0{,}15\, d_u$ und $b = 0{,}1\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = -1{,}05 \text{ und } \mu = 0{,}89;$$
   Gleichung 59 mit
   $$\alpha_1 = 2{,}60,\ \beta_1 = -0{,}80 \text{ und } \gamma_1 = 0{,}14.$$

4. Für Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche (Fig. 356) bei $h = 0{,}125\, d_u$ bis $0{,}25\, d_u$:

   Gleichung 55 mit
   $$\lambda = 0{,}38 \text{ und } \mu = 0{,}68;$$
   Gleichung 57 mit
   $$\alpha_1 = 0{,}60 \text{ und } \beta_1 = 0{,}15.$$

5. Für Kegelventile mit kugelförmiger Unterfläche (Fig. 357) bei $h = 0{,}10\,d_u$ bis $0{,}25\,d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = 0{,}96 \text{ und } \mu = 1{,}15;$$

Gleichung 59 mit

$$\alpha_1 = 2{,}70,\ \beta_1 = -0{,}80 \text{ und } \gamma_1 = 0{,}14.$$

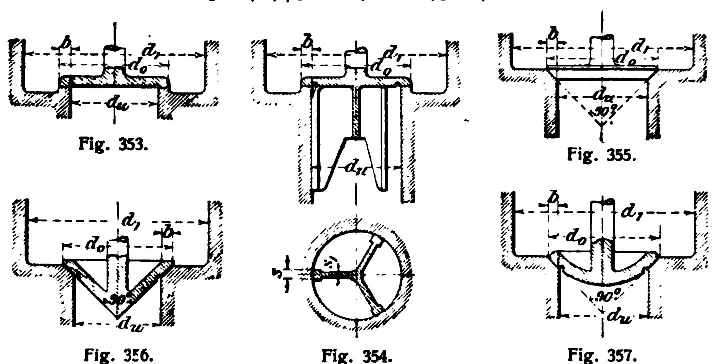


Fig. 353. Fig. 355. Fig. 356. Fig. 354. Fig. 357.

Die vorstehenden Versuchsergebnisse ermöglichen die Berechnung des Ventilgewichtes und des Druckhöhenverlustes, welcher durch ein Ventil von gegebener Größe verursacht wird.

Für die erstgenannte Bestimmung ist bei reinen Gewichtsventilen $G' = P$ zu setzen und letzterer Wert aus den gegebenen Abmessungen durch Gleichung 55 bezw. 56 zu berechnen. Für die Bestimmung des Ventilwiderstandes ist aus denselben Gleichungen, unter Einführung des gegebenen Wertes $G'$ für $P$, der Ventilhub $h$ zu berechnen und damit aus Gleichung 57 bezw. 58 oder 59 der Wert von $\zeta$; die gesuchte Druckhöhe ist dann

$$\zeta \frac{v_2}{2g}.$$

Die Hubventile können außer mit ebener, kegel- oder kugelförmiger Sitzfläche noch mit einem, zwei oder mehreren Sitzen versehen sein; hiernach unterscheidet man ein-, zwei- und mehrsitzige Teller-, Kegel- und Kugelventile.

Für größere Pumpen kommen mehrfache Ventile und zwar mehrere einsitzige Teller-, Kegel- oder Kugelventile neben- oder übereinander, mehrere einsitzige Ringventile übereinander und mehrere zweisitzige Ringventile neben-, in- und übereinander in Anwendung.

## Einfache Ventile.

Fig. 358 und 359 zeigen gebräuchliche Formen von Tellerventilen mit metallischen Dichtungsflächen und oberer bezw. unterer Rippenführung, wie sie z. B. bei Sicherheitsventilen Anwendung finden. Die Rippen werden, um Abnutzungen ihrer Führungsflächen zu vermindern, außen verbreitert. Zuweilen ist der Ventilteller mit einem oben oder unten angegossenen Stift versehen, der in einer am Deckel

des Ventilgehäuses angegossenen bezw. mit dem Ventilsitz aus einem Stück gefertigten Ventilhülse gleitet. Im ersteren Falle ist durch eine seitliche Bohrung in der Hülse ein Entweichen der Flüssigkeit aus dieser beim Heben des Ventiles zu ermöglichen (s. Fig. 361). Einen Ventilteller mit unterer Stiftführung zeigt z. B. Fig. 345 S. 379).

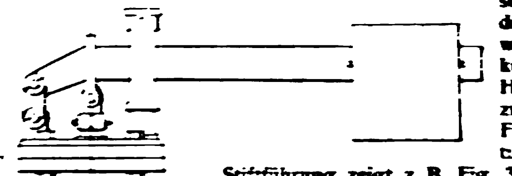


Fig. 358.

Eine auswechselbare, etwas federnde Dichtung, aus besonders erprobter Vulkanmasse bestehend, läßt der Fig. 360 ersichtliche Ventilteller mit oberer Stiftführung erkennen. Statt dieser können auch andere Dichtungsscheiben — je nach der Art der Flüssigkeit — aus Hartgummi, Leder, Vulkanfieber, Hartblei oder aus anderen Metallmischungen (s. Wechselventil, Fig. 344) in den Ventilteller eingelegt werden.

Fig. 361 zeigt ein von C. v. Bach für große Hubzahlen (bis zu 120 in der Minute) in Vorschlag gebrachtes Tellerventil mit Federbelastung. Die Dichtungsfläche wird durch den vorstehenden Ring einer zwischen Metallscheiben geklemmten, leicht auswechselbaren Gummiplatte gebildet. Damit die Kanten der metallischen Sitzfläche nicht schädigend auf den Gummi einwirken, ist die Breite der Dichtungsfläche desselben geringer als die der Sitzfläche.

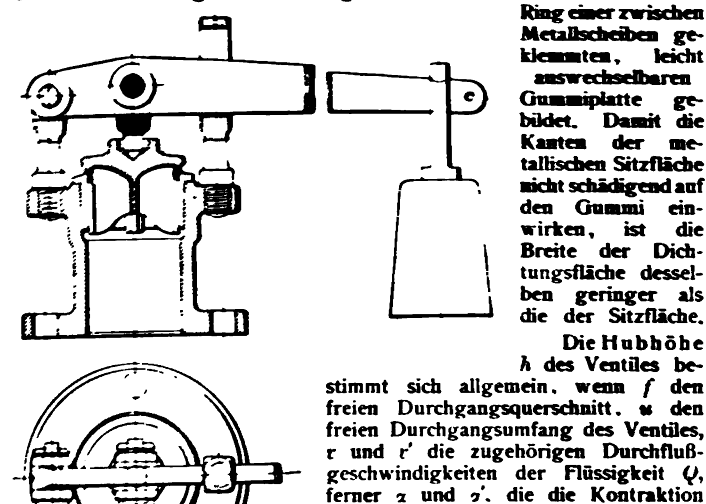




Fig. 359.

Die Hubhöhe $h$ des Ventiles bestimmt sich allgemein, wenn $f$ den freien Durchgangsquerschnitt, $u$ den freien Durchgangsumfang des Ventiles, $v$ und $v'$ die zugehörigen Durchflußgeschwindigkeiten der Flüssigkeit $Q$, ferner $\alpha$ und $\alpha'$, die die Kontraktion beim Durchfließen der Querschnitte $f$ und $u\,h$ berücksichtigenden Koeffizienten bezeichnen, aus

$$Q = \alpha f v = \alpha' u h v' \quad . \quad . \quad 60$$

Mit $v = v'$, $\alpha \geqq \alpha'$, $u = \pi d_u$ und $f = \frac{\pi}{4} d_u^2$ folgt

$$h \geqq \frac{d_u}{4}.$$

Für ein Ventil mit unterer Führung durch $i$ (in der Regel drei oder vier) Rippen, die außen die Breite $s$, innen eine solche $s_1$ haben (s. Fig. 354), ist zur Bestimmung des Ventilhubes $h$ bezw. des Ventildurchmessers $d_u$

$$u = \pi d_u - i s \text{ und } f \sim \frac{\pi}{4} d_u^2 - i s_1 \frac{d_u}{2}$$

in Gl. 60 einzuführen.

Die Höhe des Ventilsitzes kann gesetzt werden

$$h_1 \geqq d_u.$$

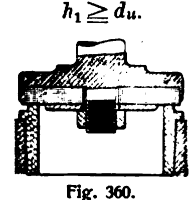


Fig. 360.

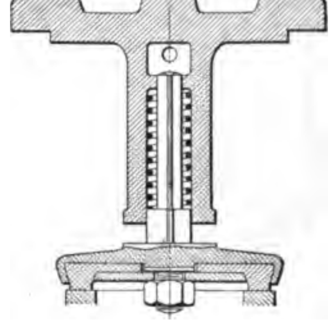


Fig. 361.

Die Sitzbreite $b = 0{,}5\,(d_o - d_u)$ ist mit Rücksicht auf genügende Abdichtung zu wählen.

Für aufgeschliffene Metallventile empfiehlt C. v. Bach

$$b = {}^4/_5 \sqrt{d_u} \; (d_u \text{ in mm}), \quad \ldots\ldots \quad 61$$

für mit Lederdichtungsflächen versehene Ventile

$$b = {}^5/_4 \sqrt{d_u} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 62$$

zu nehmen.

Nicht spielende Ventile, z. B. Sicherheitsventile für Dampfkessel, Dampffässer, Speiseleitungen u. s. w. mit Feder- oder Gewichtsbelastung (s. Fig. 358 und 359), erhalten je nach ihrer Größe Sitzbreiten von etwa 1,5 bis 2,5 mm.

Die Sitzbreite bestimmt sich ferner mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck $k$ aus

$$f_o p_o = (f_o - f_u) k;$$

hierin kann $k$ (bei stoßfreiem Gange) gesetzt werden

| | | |
|---|---|---|
| für Rotguß . . . . . | bis | 150 kg/qcm |
| „ Phosphorbronze . . | „ | 200 „ |
| „ Gußeisen . . . . . | „ | 80 „ |
| „ Hartgummi und Leder | „ | 30 „ |

Die Weite $d_1$ (Fig. 353 bis 357) des Ventilgehäuses ergibt sich, wenn dieselbe Durchflußgeschwindigkeit wie im Sitze bestehen soll, aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} d_u^2$$

zu

$$d_1 = \sqrt{d_u^2 + d_o^2}.$$

Kegelventile werden fast durchgängig nur mit metallischen Sitzflächen angeordnet. Der Kegelwinkel beträgt in der Regel 45°. Bezüglich der Führung, Hubbegrenzung und Sitzbreite — diese als Horizontalprojektion gemessen — gelten die für Tellerventile gemachten Angaben.

Kugelventile werden als volle Kugel (aus Bronze oder Rotguß) nach Fig. 362 oder nur mit kugelförmiger Sitzfläche ausgeführt. In der Regel bildet ein Bügel, der durch eine Druckschraube auf den Ventilsitz gepreßt wird und diesen damit zugleich festhält, die Führung und Hubbegrenzung des Ventiles.

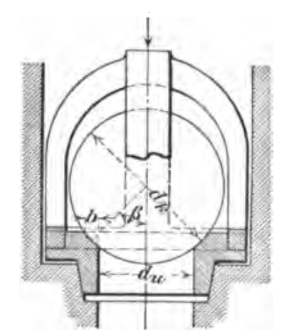


Fig. 362.

Größere Kugeln werden, um sie möglichst leicht zu erhalten, aus Kautschuk mit inneren Blei- oder Eisenkern hergestellt; sie finden insbesondere für unreine Flüssigkeiten, wie Jauche u. dergl., Verwendung.

Um ein Festklemmen der Kugel im Sitz zu vermeiden, ist der Winkel $\beta$ (s. Fig. 362) kleiner als 45° zu nehmen. Dann ergibt sich

$$d_k \sin\beta = d_u + b;$$

für mittlere Verhältnisse und für $\beta = 45^0$ wird hieraus, da die Sitzbreite wie beim Kegelventil zu nehmen ist,

$$d_k = {}^3/_2\, d_u \text{ bis } {}^8/_5\, d_u.$$

Die Hubhöhe $h$ ist wie beim Kegelventil ohne untere Führung zu bestimmen.

Kugelventile, bei denen nur die Sitzfläche als Kugelstück gebildet ist, sind bezüglich Führung, Durchmesser, Sitzbreite und Hubhöhe wie Kegelventile zu gestalten und zu berechnen.

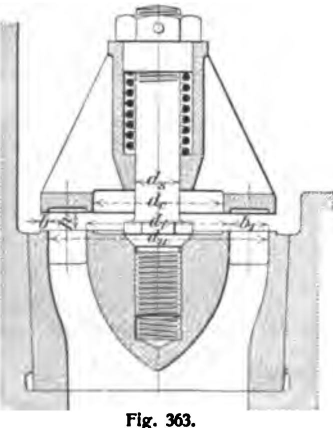


Fig. 363.

Doppelsitzventile gestatten einen kleineren Hub als einsitzige Ventile. Die beiden Sitzflächen können in einer Ebene oder übereinander liegen. Im ersteren Falle ergeben sich die einfachen Ringventile mit ebener bezw. kegelförmiger Sitzfläche.

Fig. 363 zeigt ein federbelastetes Ringventil mit ebener Sitzfläche. Unter Bezugnahme auf die hier eingeschriebenen Bezeichnungen ergibt sich der Ventilhub $h$ bei gleicher Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch Sitz und Ventil aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_i^2) = \pi(d_u + d_i)h$$

zu

$$h = \frac{d_u - d_i}{4} = \frac{b_1}{2},$$ d. h. gleich der halben Ringbreite.

In den vorstehenden Gleichungen ist die Verengung in der Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_i^2)$ durch die beide Sitzflächen miteinander verbindenden Stege, ferner die Kontraktion des Flüssigkeitsstromes nicht berücksichtigt. Die Verengungen können bei reinen Kautschukventilen zu 0,2 bis 0,4, bei Metall- und beschwerten Lederventilen zu ~ 0,1 der genannten Ringfläche genommen werden, so daß 0,6 bis 0,8 bezw. 0,9 derselben

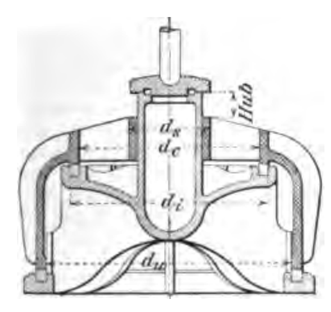



Fig. 364.

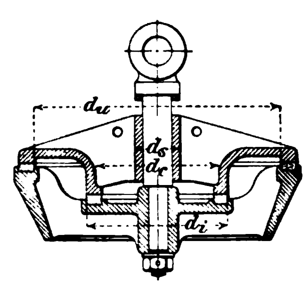



Fig. 365.

als freie Durchgangsfläche des Ventilsitzes in Rechnung zu stellen sein würde. Der Kontraktionskoeffizient kann im Mittel zu 0,9 bezw. 0,8 gesetzt werden.

Damit die durch die innere Mantelfläche $\pi d_i h$ strömende Flüssigkeit auch durch die innere, durch den Führungsstift verengte Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$ mit gleicher Geschwindigkeit strömen kann, muß ferner (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi d_i h = \frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$$

sein, woraus sich $d_c$ bestimmen läßt.

Die Sitzbreite $b$ ist mit Rücksicht auf das Dichtungsmaterial nach den bei Tellerventilen gemachten Angaben zu wählen.

Doppelsitzventile mit übereinander liegenden ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen werden als Hauben- oder Glockenventile bezeichnet.

Fig. 364 und 365 zeigen Doppelsitzventile mit übereinander liegenden ebenen Sitzflächen, wie sie bei Pumpen Verwendung finden; hierbei kann die innere Sitzfläche höher als die äußere liegen (Fig. 364) oder umgekehrt (Fig. 365). Zur Abdichtung dienen besondere Ringe aus Metall, Holz oder dergl., die in die Sitze eingelegt sind.

Der Ventilhub $h$ folgt, wenn $Q$ die in der Sekunde mit der Geschwindigkeit $v$ durch das Ventil strömende Flüssigkeitsmenge bedeutet, bei Vernachlässigung der Kontraktion derselben, aus

$$\pi (d_u + d_i) h v = Q$$

zu

$$h = \frac{Q}{\pi (d_u + d_i) v},$$

während sich für die einsitzigen Tellerventile

$$h = \frac{Q}{\pi d_u v}$$

ergibt.

Häufig wird der Durchmesser $d_i$ nahezu gleich $d_u$ genommen; es ist dann der Hub doppelsitziger Glockenventile nur etwa halb so groß als derjenige einsitziger Tellerventile.

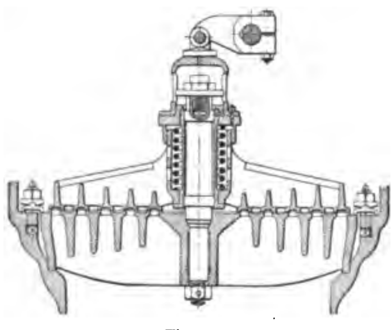


Fig. 366.

Für die weitere Gestaltung des Ventiles ist zu beachten, daß die Flüssigkeit zwischen den Stegen des Ventilsitzes genügenden Durchgangsquerschnitt vorfindet. Ferner muß auch hier, wie beim Ringventil (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.),

$$\pi d_i h = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_s^2)$$

sein.

Doppelsitzventile mit übereinander liegenden, ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen von nahezu gleichem Durchmesser sind insbesondere bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerungen anzutreffen (s. d.).

Ein mehrsitziges Ringventil mit ebenen Sitzflächen und mit gesteuerter Schlußbewegung zeigt Fig. 366. Das Ventil hat fünf gegenseitig durch Rippen verbundene koncentrische Ringe, die an einer mit Hubbegrenzung versehenen Spindel centrisch geführt sind.

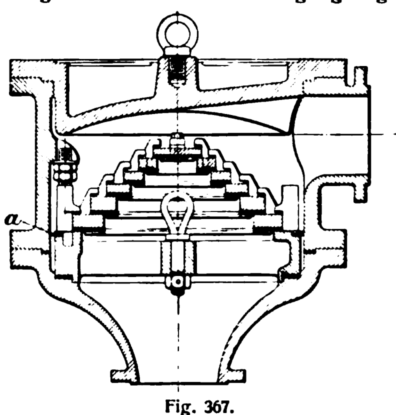



Fig. 367.

### Mehrfache Ventile.

Um den bei kleinem Ventilhub sich ergebenden großen Durchflußquerschnitt des Ventiles zu erhalten, ordnet man eine Anzahl kleiner, einsitziger Teller-, Kegel- oder Kugelventile – sog. Gruppenventile – auf einem gemeinsamen Ventilsitze oder auf übereinander liegenden Sitzflächen an.

Besteht ein solches Ventil aus $z$ Einzelventilen, so ist jedes für die Flüssigkeitsmenge $\frac{Q}{z}$ nach den früher aufgestellten Gleichungen zu berechnen.

Fig. 367 zeigt das Hoffmannsche Pyramidenringventil, aus einem auf dem Ventilkasten abgedichteten Sitze bestehend, der mittels vier Schrauben, die sich gegen angegossene Nasen des Kastens legen, niedergedrückt wird. Auf diesem Sitze liegen stufenförmig die schmiedeisernen, oben mit je vier Haken für die Hubbegrenzung, unten mit Lederdichtung versehenen Ventilringe, die sich untereinander führen. Von den vier Haken sitzen drei fest, während einer schwalbenschwanzförmig seitlich eingeschoben und durch eine Schraube gehalten wird. Löst man diesen Haken, so kann der darüber liegende Ring seitlich herausgenommen werden. Ein Lederring $a$ verhindert das Ansammeln von Sand zwischen Sitz und Kasten. Bei diesen Ventilen öffnen sich die einzelnen Ringe nicht gleichzeitig, sondern einer nach dem andern, und zwar der oberste zuerst. Da ein Flüssigkeitsabfluß nur an den äußeren Sitzflächen der Ringe möglich ist, muß die Hubhöhe eines solchen Ventiles bei gleichem Durchmesser so groß wie die eines einsitzigen Tellerventiles genommen werden.

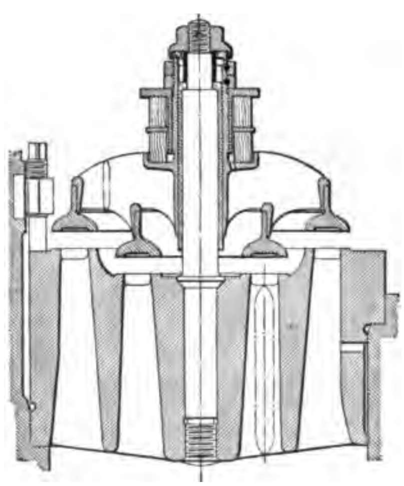


Fig. 368.

Das in Fig. 368 dargestellte zweifache Ringventil ist von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz für die Wasserhaltungsanlage der Zeche Dannenbaum bei Bochum ausgeführt worden, bei der eine Förderhöhe von 500 m vorliegt. Das aus Bronze gefertigte Ventil hat gesteuerte Schlußbewegung. Der Ventilsitz wird mittels dreier Druckschrauben festgehalten. Zur Erzielung eines schnellen Ventilschlusses dienen Rohr-Gummifedern.

Mehrfache doppelsitzige Ringventile, in gleicher Ebene ineinander liegend, ergeben Ventilformen ähnlich denjenigen der mehrsitzigen einfachen Ringventile (s. Fig. 366), nur daß die Ringe nicht zu einem Ganzen verbunden und an der Ventilspindel geführt sind, sondern unabhängig voneinander auf dem Ventilsitz liegen. (Derartige Ventilformen s. unter „Kolbenpumpen".)

In Fig. 369 ist ein mehrfaches Ringventil mit kegelförmigen Sitzflächen dargestellt. Die geneigten Sitzflächen geben zwar eine ungezwungene Wasserdurchführung ab, bedingen aber größeren Ventilhub als bei ebenen Flächen; ferner ist es sehr schwierig, die zusammenhängenden Ringe in den Sitz genau einzupassen und dauernd dicht zu

halten. Ein auf der Ventilspindel verschiebbarer Fänger dient zur Hubbegrenzung. Der Ventilschluß wird durch eine Feder unterstützt.

Ventile dieser Bauart bezw. solche mit ebenen Sitzflächen sind mit bis zu 15 Ringen ausgeführt worden.

Die Berechnung der mehrfachen Ringventile hat in ähnlicher Weise wie diejenige der einfachen Ringventile mit nur zweiseitigem Flüssigkeitsabfluß zu erfolgen.

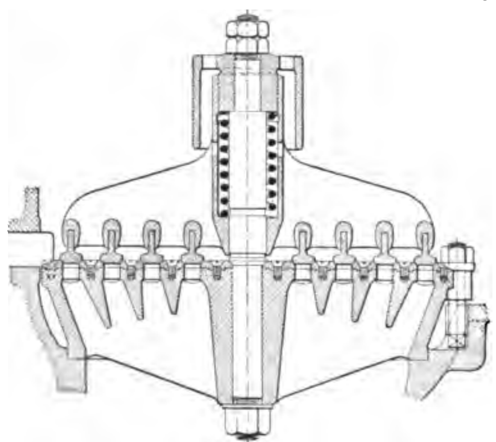


Fig. 369.

Bezeichnen $d_1$, $d_2$, $d_3$ ... die mittleren Durchmesser der einzelnen Ringe, $b_1$ und $h$, wie vordem, die Sitzbreite bezw. den Ventilhub, so muß (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi b_1 (d_1 + d_2 + d_3 \ldots) = 2\pi (d_1 + d_2 + d_3 \ldots) h,$$

demnach wieder

$$h = \frac{b_1}{2}$$

sein.

Bei dem von O. Fernis angegebenen mehrfachen Ringventil (Fig. 370) ist die Dichtungsfläche von der Tragfläche gesondert und damit eine Entlastung des Dichtungsmaterials (Leder) herbeigeführt. Solche Ventile sind bei der Pumpmaschine des Wasserwerkes der Stadt Hagen i. W. ausgeführt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1887, S. 557).

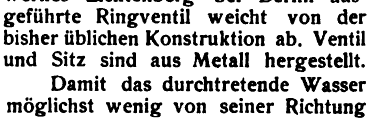


Fig. 370.

Das Fig. 371 ersichtliche, von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. (vorm. G. Egestorff) in Linden vor Hannover nach Angaben der Direktion der Berliner Wasserwerke für die Pumpmaschinen des Wasserwerkes Lichtenberg bei Berlin ausgeführte Ringventil weicht von der bisher üblichen Konstruktion ab. Ventil und Sitz sind aus Metall hergestellt.

Damit das durchtretende Wasser möglichst wenig von seiner Richtung abgelenkt wird, ist der Oberteil nach Art der Doppelsitzventile mit übereinander liegenden Sitzflächen geformt. Auf Leichtigkeit dieses Teiles ist größtes Gewicht gelegt.

Die Wandstärken betragen meist nur 5 mm und steigen nur an einzelnen Rippen bis 10 mm an.

Die Sitzflächen sind 2 mm breit. Die Ventilteller sind in zwei voneinander unabhängige Teile mit besonderen mittleren Führungen

und besonderen Federbelastungen zerlegt. Letztere sind durch Ringe von Paragummi mit zwischengelegten Metallscheiben hergestellt und durch Stellringe regelbar. Damit sich die Ventilteller bei jedem Niedergang etwas drehen und dadurch eine gewissermaßen einschleifende

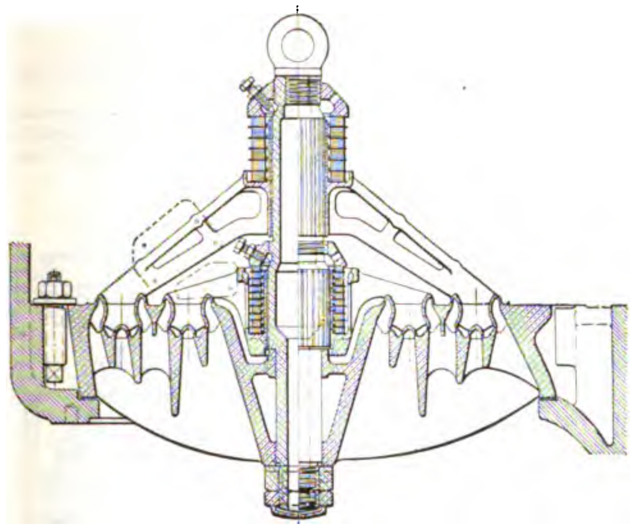


Fig. 371.

Wirkung erzeugen, sind an zwei Armen derselben unter 30⁰ zur Bewegungsrichtung geneigte Messingbleche befestigt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 37).

Bei den sogenannten Stufenventilen (Etagenventile) liegen die einzelnen Ringe nicht unmittelbar aufeinander, wie bei den Pyramidenringventilen, sondern sie werden von stufenförmigen, aus mehreren Stücken bestehenden Sitzen geführt und getragen.

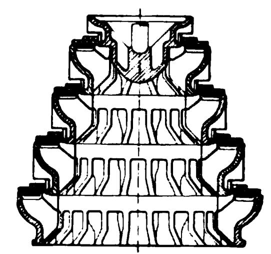


Fig. 372.

Die erste Konstruktion eines solchen Ventiles mit Ringen von gleichem Durchmesser rührt von F. Thometzek in Bonn her.

Das in Fig. 372 dargestellte Ringstufenventil des Hamburger Wasserwerkes mit Lederdichtung hat Ringe mit nach unten zunehmendem Durchmesser.

Bei den Fig. 373 und 374 ersichtlichen Stufenventilen der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk mit Leder- bezw. Metalldichtung bestehen die Ventilsitze nicht aus mehreren Teilen, sondern aus je einem einzigen kegelförmigen Stücke, an dem die Ringe so angeordnet sind, daß sie sich beim Öffnen und Schließen berühren.

Durch einen gemeinsamen, oben im Sitze geführten Fänger in Verbindung mit einer centralen Rohr-Gummifeder werden die Ringe in der Weise geschlossen, daß der Fänger den obersten Ring niederdrückt und dieser den Schluß auf alle übrigen Ringe, ohne Anwendung von Zwischengliedern, unmittelbar überträgt. Damit die Ringe unabhängig voneinander abdichten, ist zwischen je zwei derselben ein geringer Spielraum (0,5 bis 1 mm) gelassen.

Derartige Stufenventile haben mit bis zu 10 übereinander liegenden Ringen Anwendung gefunden.

Bei der Berechnung dieser Ventile ist für die Durchgangsquerschnitte der einzelnen Ringe festzuhalten, daß unter Berücksichtigung der Verengung der Querschnitte durch die Rippen und etwaiger

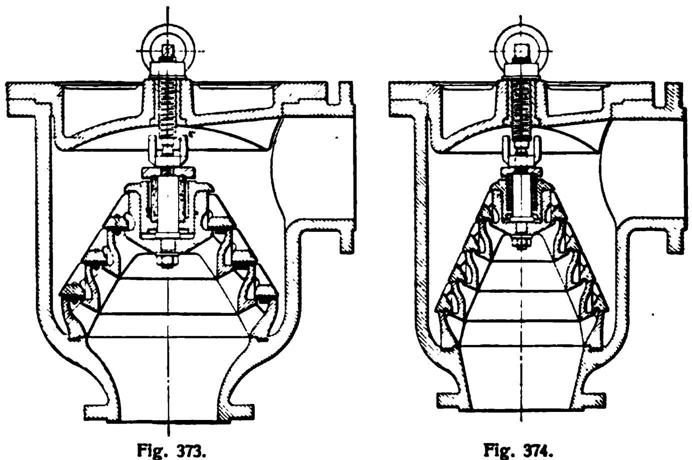


Fig. 373. Fig. 374.

Kontraktionsverluste die Flüssigkeit mit stets gleichbleibender Geschwindigkeit durch das Ventil fließt. Für jeden einzelnen Ring ist die Berechnung in gleicher Weise, wie es für die einfachen zweisitzigen Ringventile angegeben ist, durchzuführen, wobei für die Flüssigkeitsmenge der dem Durchmesser des betreffenden Ringes proportionale Teil des ganzen Volumens $Q$ zu setzen ist.

Die Sitzbreiten können wie bei den Tellerventilen bezw. den einfachen Ringventilen nach Gl. 61 bezw. 62 (S. 387) genommen werden. Zuweilen wird die Sitzbreite der einzelnen Ringe verschieden groß und zwar proportional dem auf den betreffenden Ring fallenden Flüssigkeitsdrucke gemacht.

### 2. Selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schlußbewegung.

Solche, bei rasch laufenden Pumpen, Wasserhaltungsmaschinen u. s. w. in Anwendung kommende Ventile öffnen sich nach dem Verfahren von A. Riedler selbsttätig und bleiben nahezu während des ganzen Kolben-

hubes offen; kurz vor dem Hubwechsel werden sie mittels einer Steuerung zwangläufig bis nahe an den Ventilsitz bewegt und erreichen diesen wieder selbsttätig unter dem Einflusse der Flüssigkeitspressung. Die Schlußbewegung wird hierbei von einer umlaufenden Welle abgeleitet und derart auf das zu schließende Ventil übertragen,

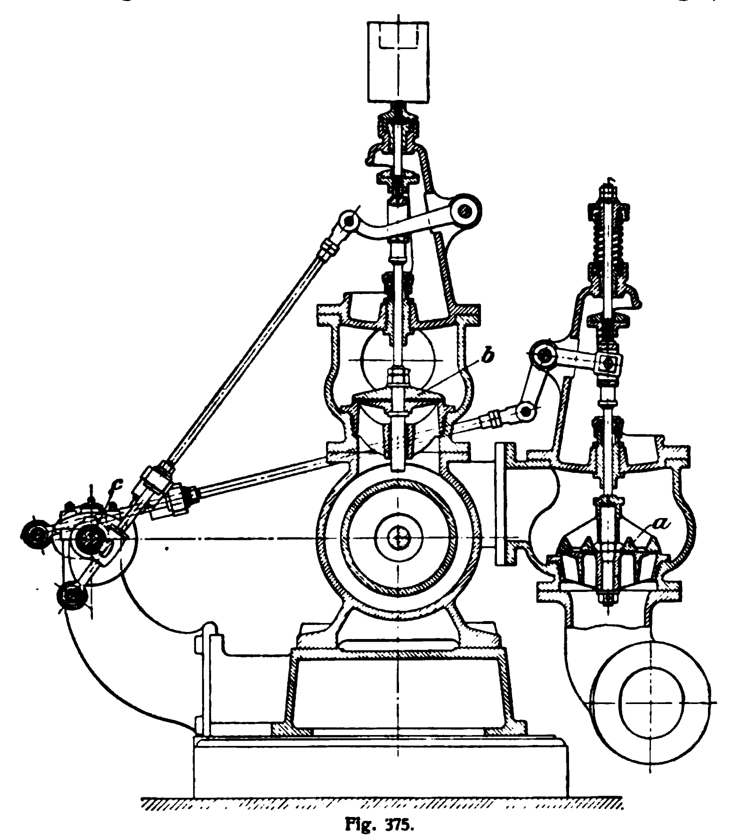



Fig. 375.

daß die Durchgangsgeschwindigkeit durch letzteres bis an das Hubende nahezu gleich bleibt. Die Welle kann entweder unmittelbar in den Ventilkasten geleitet oder die Schlußbewegung außerhalb durch unrunde Scheiben oder dergl. auf die Ventilspindel oder mittelbar durch Hebel, Stangen u. s. w. oder durch drehbare Zwischenwellen auf das Ventil übertragen werden. Die Form der Ventile ist hierbei beliebig, jedoch empfiehlt es sich, einfache Teller- oder Ringventile mit Stiftführung zu verwenden und nur in besonderen Fällen — wenn z. B. die Auflage-

drücke in den Sitzflächen unzulässig groß werden — andere Ventilarten mit Zwangschluß auszuführen.

Fig. 375 zeigt die Riedler-Steuerung an einer doppeltwirkenden Plungerpumpe des Wasserwerkes in Smichow bei Prag für Lieferung von 4 cbm in der Minute auf 60 m Höhe. Die zwangläufige Schlußbewegung der Saug- und Druckventile *a* bezw. *b* — erstere sind als zweifache Ringventile, letztere als einfache Tellerventile ausgebildet — erfolgt durch unrunde Scheiben einer Welle *c* in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise.

Zuweilen werden bei doppeltwirkenden Pumpen je zwei Ventile, und zwar ein Saugventil der einen und ein Druckventil der anderen Pumpenseite, gleichzeitig durch einen Daumen gesteuert. (Über andere Ausführungen der Riedler-Steuerung s. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 537 u. f., ferner A. Riedler, „Schnellbetrieb", Berlin 1899).

Die gesteuerten Ventile lassen sich selbst für große Lieferungsmengen verhältnismäßig klein ausführen, da der Ventilhub, dem notwendigen Durchgangsquerschnitt entsprechend, groß genommen werden kann. Die Ventilsitzflächen und demzufolge auch die Ventilkasten werden daher bedeutend kleiner als bei Verwendung selbsttätiger Ventile, wie auch ferner durch das vollständig zuverlässige Spiel der Ventile mit Zwangschluß unter sonst gleichen Verhältnissen ein viel rascherer Gang der Pumpe erreicht werden kann.

Über die bei den sog. Expreßpumpen, Bauart Riedler-Stumpf, zur Ausführung kommenden Ventile s. unter „Kolbenpumpen".

### 3. Klappenventile.

Bei den Klappenventilen (Klappen) mit wagerecht oder geneigt liegenden Sitzflächen ergeben sich im allgemeinen für die das Öffnen und Schließen bewirkenden Kräfte dieselben Bedingungen, wie sie bei Hubventilen ermittelt wurden; nur kommen hier die Momente der Kräfte in bezug auf die Drehachse in Betracht.

Mit Bezugnahme auf Fig. 376 und 377 ergibt sich für die geschlossene Klappe (Fig. 376)

$$f_u\, p_u\, k + (f_o - f_u)\, p_z\, l > f_o\, p_o\, m + E\, n + G'\, o,$$

worin die Größen $f_u$, $p_u$, $f_o$, $p_o$, $p_z$, $E$ und $G'$ dieselbe Bedeutung haben, wie sie bei Hubventilen angewendet wurden (s. S. 382), während $k$, $l$, $m$ und $o$ die Hebelarme sind, an denen die einzelnen Kräfte auf die Drehachse wirken.

Bei Klappen von kreisförmiger oder rechteckiger Dichtungsfläche wird

$$k = l = m;$$

dagegen wird $n$ durch die Entfernung des Angriffspunktes der Federbelastung und $o$ durch diejenige des Schwerpunktes der Klappe von der Drehachse gegeben sein.

Für das Sinken der geöffneten Klappe (Fig. 377) ist zu setzen

$$G'\, o' + E\, n' > M,$$

wenn $M$ das Moment ist, welches die Flüssigkeit gegenüber der geöffneten Klappe betätigt. Dasselbe setzt sich zusammen aus einem von dem Unterschiede der Flüssigkeitspressungen herrührenden Momente

$M_1$ und einem solchen $M_2$, welches dem schiefen Stoß der Flüssigkeit gegen die Klappe entspricht und der Ablenkung des Flüssigkeitsstromes Rechnung trägt.

C. v. Bach setzt für die rechteckige Klappe

$$M_1 = c\,z\,(p_u - p_o)\left(z_2 + \frac{z}{2}\right)$$

und

$$M_2 = x_1 \frac{v_u^2}{2\,g}(1 - \cos\beta)\,z_1\,c\,\gamma\left(e + \frac{z_1}{2}\right).$$

$e$, $z$, $z_1$, $z_2$ sind die in Fig. 377 eingeschriebenen bezüglichen Entfernungen für die um den Winkel $\beta$ gedrehte Klappe, $v_u$ ist die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit durch die Sitzöffnung in dem Augenblicke strömt, in dem die Klappe zu sinken beginnt, $c$ die Länge der Klappe und $x_1$ eine Erfahrungszahl, für die nach C. v. Bach als Mittelwert 2 gesetzt werden kann.

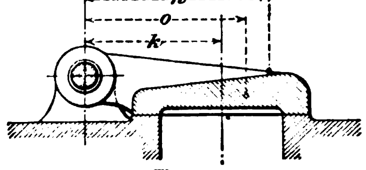


Fig. 376.

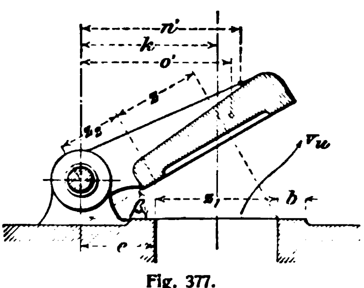


Fig. 377.

Bei Metallklappen ohne Federbelastung wird $E$ gleich Null; es ist dann, um ein rasches Schließen der Klappe zu erhalten, diese so zu formen und zu legen, daß ihr Schwerpunkt im geöffneten Zustande möglichst weit von der Drehachse entfernt liegt, d. h. die Entfernung $o'$ möglichst groß wird. Bei wagerecht liegenden Klappen wird $o'$ um so kleiner, je größer der Ausschlagwinkel $\beta$; es empfiehlt sich deshalb, letzteren möglichst klein zu nehmen. Geneigt liegende Klappen haben den Vorteil, daß ihr Gewichtsmoment mit dem Ausschlagwinkel wächst; dieser braucht daher hier nicht besonders klein genommen zu werden.

Je nach ihrer Form, dem Material und der Anordnung werden die Klappen verschieden ausgeführt.

Für kleinere Durchflußquerschnitte finden einfache Klappen, für größere mehrfache, neben- oder übereinander liegende Klappen Anwendung.

Bezüglich der Sitzbreite $b$ gelten die bei den einfachen Hubventilen gemachten Angaben (Gl 61 bezw. 62). Für rechteckigen Querschnitt der Sitzöffnung (Breite $= a$ und Länge $= c$) würde

$$b = \frac{4}{5}\sqrt{\frac{a + c}{2}} \text{ bezw.}$$

$$b = \frac{5}{4}\sqrt{\frac{a + c}{2}}$$

zu setzen sein, je nachdem metallische Dichtungsflächen vorhanden oder diese durch Leder oder Gummi hergestellt sind.

Die Führung der Klappe ist durch das Gelenk gegeben; die Hubbegrenzung wird durch besondere Fänger oder dadurch erreicht, daß die Klappe gegen eine Wand des Ventilkastens schlägt.

Fig. 378 und 379 zeigen als Lederklappen ausgebildete Fußventile mit Kasten und anschließendem Korb für die zu Pumpen gehörigen Saugleitungen. Bei der Fig. 379 ersichtlichen Doppelklappe dient das Leder nicht nur zur Verbesserung der Abdichtung und Milderung der Ventilschläge, sondern auch zur Bildung des Gelenkes. In Fig. 378 ist letzteres aus Metall gebildet.

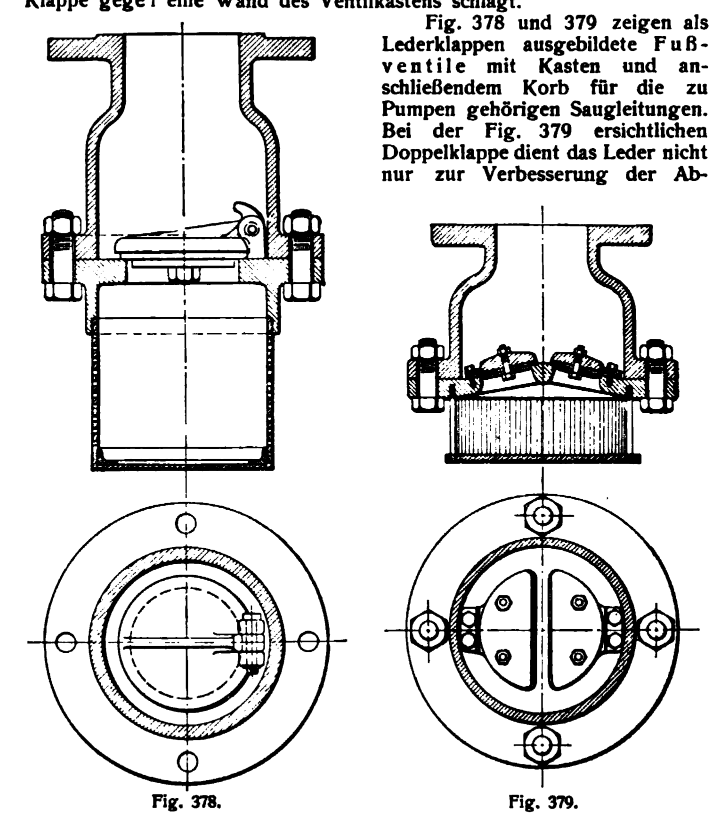


Fig. 378. Fig. 379.

Fig 380 zeigt eine Pumpenklappe (Sitzöffnung 400 × 140 mm) mit Zwangsschluß, wie sie bei der städtischen Kanalisationsanlage in Liegnitz Verwendung findet. Die Klappe besteht aus entsprechend widerstandsfähigen Platten mit Lederdichtung, die sich nach Lösung von Schrauben jederzeit auswechseln läßt. Zur Führung dient ein aus Gummi mit Einlagen von Segelleinen hergestelltes Band. Bei geöffneter Klappe ist, um ein Flattern derselben zu verhüten, die Gummiplatte

frei von Spannungen. Diese treten erst bei der zwangläufigen Schlußbewegung des Ventiles auf. Die Klappen sollen sich nach A. Riedler trotz des zu fördernden sandhaltigen Schmutzwassers vorzüglich bewährt haben. Die Zwangschlußsteuerung greift mittels eines Hebels am Rücken der Ventilklappe an und drückt diese gegen Ende des Kolbenhubes auf den als besonderes Stück im Ventilkasten befestigten Sitz. Der Drehpunkt des Steuerhebels ist so gewählt, daß während der Schlußbewegung kein Gleiten auf dem Rücken der Klappe stattfindet.

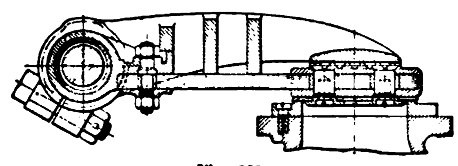


Fig. 380.

Die Größe der Klappenventile hängt zunächst von der Form der Sitzöffnung ab. Diese bestimmt sich unter Zugrundelegung einer gewissen Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit mit Berücksichtigung der Verengungen durch Rippen und Befestigungsschrauben, sowie der Kontraktion. Bei Gummiklappen betragen die Verengungen durch die zahlreichen Gitterstäbe etwa 0,3 bis 0,5 der Sitzöffnung. Der Kontraktionskoeffizient kann für kreisförmige Öffnung etwa zu 0,9, für rechteckige zu 0,8 genommen werden.

Der Hub $h$ eines Klappenventiles ist von der Art der Gelenkigkeit und von der Grundrißform der Klappe abhängig.

Für den rechteckigen Kanalquerschnitt von der Breite $a$ und der Länge $c$ beträgt, wenn die Bewegung der Klappe um eine zur Länge parallele Achse erfolgt, wie dies bei Metall- und gewöhnlich auch bei Lederklappen der Fall ist, der Querschnitt, durch den bei geöffneter Klappe (Drehungswinkel $= \beta$) die Flüssigkeit entweichen kann, angenähert

$$c\,h + 2\,\frac{a \cos \beta}{2}\,h = h\,(c + a \cos \beta).$$

Die durch die Klappe in der Sekunde mit der Geschwindigkeit $v'$ strömende Flüssigkeitsmenge $Q$ ergibt sich, wenn noch der Kontraktion derselben Rechnung getragen wird, zu

$$Q = h\,(c + a \cos \beta)\,\alpha'\,v';$$

hierbei ist

$$h = a \sin \beta.$$

Für den Kontraktionskoeffizienten $\alpha'$ kann nach C. v. Bach 0,85 bis 0,9 gesetzt werden. $v'$ ist zweckmäßig gleich der Geschwindigkeit $v$ zu nehmen, mit der die Flüssigkeit durch den freien Kanalquerschnitt $a\,c$ strömt.

Für $a = c$ ergibt sich aus diesen Formeln $\beta$ nahezu 30°, welcher Wert auch vielfach angenommen wird.

Für den kreisförmigen Kanalquerschnitt und für die Bewegung der Klappe um eine kurze, an der Umfangslinie angeordnete Achse (s. z. B. Fig. 378) kann mit genügender Genauigkeit gesetzt werden

$$Q = \frac{\pi\,d_u}{4}\,(1 + \cos \beta)\,h\,v = \frac{\pi}{4}\,d_u^2\,v.$$

Da auch $h = d_u \sin \beta$, so folgt $\beta$ nahezu wieder gleich 30°.

Für Gummiklappen, die sich um eine kreisförmige Kante öffnen (s. unter „Ausführungen der Luftpumpe"), ist die Durchgangsfläche der Mantel eines Kegelstumpfes von den Durchmessern $d_u$ und $d_u - 2\,h \sin\beta$) und der Kegelkante $h$. Es kann somit gesetzt werden

$$Q = \alpha' \pi\, h\,(d_u - h \sin\beta)\, v,$$

wobei angenähert

$$h = \frac{d_u - d_i}{2} \sin\beta,$$

wenn $d_i$ den Durchmesser des inneren cylindrischen Teiles des Klappensitzes bedeutet.

Es wird auch hier meist genügen, $\beta = 30^0$ zu nehmen oder $h = \frac{d_u}{4}$, da $d_u$ ohnehin wegen der bedeutenden Verengung durch den Auflagerost verhältnismäßig groß erhalten wird.

# VII. Maschinenteile zum Lastheben[1].

## A. Seile, deren Rollen und Trommeln.

Die zum Lastheben dienenden Seile werden aus Hanf oder aus Draht hergestellt.

### a) Hanfseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die Hanfseile haben entweder runden oder flachen Querschnitt.

Bezeichnet

$Q$ die zulässige Belastung (Arbeitslast) des Seiles in kg,
$d$ den Durchmesser des Seiles in cm,
$D$ den Durchmesser der Rolle (oder Trommel), gemessen von Mitte bis Mitte Seil, in cm,
$q$ das Gewicht des Seiles in kg/lfd. m,

so wählt man bei Winden und Flaschenzügen im Mittel für runde, lose geschlagene, leicht biegsame, geteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \lesseqgtr 60\, d^2, \text{ wenn } D \geqq 7\, d,$$

für runde, fest geschlagene, ungeteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \lesseqgtr 80\, d^2, \text{ wenn } D \geqq 10\, d.$$

Bei runden Seilen zum Fördern aus Bergwerken wählt man

$$Q = 60\, d^2 \text{ bis } 80\, d^2, \text{ wobei } D \geqq 50\, d \text{ bis } 80\, d.$$

Hanfseile werden zum Schutze gegen Feuchtigkeit mit Carbolineum getränkt oder geteert. Durch Teeren verlieren sie, unter gleichzeitiger Gewichtszunahme, an Festigkeit und Biegsamkeit (s. nachstehende Tabelle für Rundseile).

---

[1]) Vergl. C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart 1903, A. Bergsträsser; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

## Lastseile
von Felten & Guilleaume in Köln (Rhein).

### Rundseile.

| Seil-durchmesser $d$ mm | Ungeteert | | | | Geteert | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Bad. Schleißhanf | | Russ. Reinhanf | | Bad. Schleißhanf | | Russ. Reinhanf | |
| | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg |
| 16 | 0,21 | 230 | 0,20 | 200 | 0,23 | 200 | 0,22 | 176 |
| 20 | 0,32 | 350 | 0,31 | 314 | 0,36 | 314 | 0,35 | 275 |
| 23 | 0,37 | 470 | 0,36 | 416 | 0,43 | 416 | 0,42 | 363 |
| 26 | 0,53 | 600 | 0,51 | 531 | 0,58 | 531 | 0,56 | 464 |
| 29 | 0,64 | 740 | 0,62 | 660 | 0,70 | 660 | 0,70 | 578 |
| 33 | 0,80 | 960 | 0,78 | 855 | 0,90 | 855 | 0,87 | 748 |
| 36 | 0,96 | 1145 | 0,93 | 1017 | 1,07 | 1017 | 1,04 | 890 |
| 39 | 1,06 | 1340 | 1,03 | 1194 | 1,18 | 1194 | 1,15 | 1044 |
| 46 | 1,55 | 1870 | 1,50 | 1661 | 1,73 | 1661 | 1,68 | 1453 |
| 52 | 2,03 | 2390 | 1,97 | 2122 | 2,24 | 2122 | 2,18 | 1857 |

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast $Q$ einem Achtel der Bruchbelastung.

### Geteerte Kabelseile.
aus badischem Schleißhanf.

| Seildurchmesser $d$ mm | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg | Seildurchmesser $d$ mm | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Arbeitslast $Q$ kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 59 | 2,67 | 4550 | 85 | 5,60 | 9450 |
| 65 | 3,70 | 5530 | 92 | 6,40 | 11 070 |
| 72 | 4,00 | 6780 | 98 | 7,46 | 12 575 |
| 78 | 4,80 | 7960 | 105 | 8,53 | 14 420 |

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast $Q$ einem Achtel der Bruchbelastung.

### Geteerte Flachseile
aus badischem Schleißhanf.

| Breite $b$ mm | Dicke $s$ mm | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung kg | Breite $b$ mm | Dicke $s$ mm | Gewicht $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 92 | 23 | 2,35 | 14 812 | 157 | 36 | 6,24 | 39 564 |
| 105 | 26 | 3,04 | 19 110 | 183 | 36 | 7,20 | 46 116 |
| 118 | 26 | 3,36 | 21 476 | 183 | 39 | 7,84 | 49 959 |
| 130 | 29 | 4,26 | 26 390 | 200 | 44 | 9,25 | 61 600 |
| 130 | 33 | 4,80 | 30 030 | 250 | 46 | 12,10 | 80 500 |
| 144 | 33 | 5,28 | 33 264 | 310 | 47 | 15,00 | 101 600 |
| 157 | 33 | 5,60 | 36 267 | | | | |

Über das von der Seilsteifigkeit und von der Zapfenreibung abhängige Verhältnis der Spannungen im ab- und auflaufenden (ziehenden und gezogenen) Seilstück s. unter „Lasthebemaschinen“.

2. Die Rollen für Hanfseile werden aus Gußeisen gefertigt; ihre Umfangsrillen sind dem Durchmesser des Seiles entsprechend halbkreisförmig ausgedreht, so daß sich letzteres ohne Klemmung einlegt. Über das kleinste Verhältnis des Rollendurchmessers $D$ zum Seildurchmesser $d$ s. S. 400.

Gewöhnlich keilt man die Rollen auf ihre frei drehbar gelagerten Achsen.

Lose Rollen erhalten eine Nabenlänge unter Zugrundelegung eines Flächendruckes von

$k = 50$ bis 70 kg/qcm für Bronze auf ungehärteten Flußstahl,
$k = 40$ „ 60 „ „ „ „ Flußeisen,
$k = 25$ „ 35 „ „ Gußeisen auf Flußeisen oder Flußstahl.

Bei Handbetrieb und seltener Vollbelastung (wie es z. B. bei Hebemaschinen meistens der Fall ist) können die vorstehenden Werte bis auf das Doppelte erhöht werden.

Die gußeisernen Trommeln für Hanfseile erhalten zumeist cylindrische, seltener eine konische Gestalt mit glattem Umfange und in der Regel hohe Seitenflanschen. Die Mantelstärke soll mit Rücksicht auf Herstellung mindestens 1,0 bis 1,2 cm betragen, sofern nicht die auftretende Biegungs- und Drehungsbeanspruchung stärkere Abmessungen erfordert.

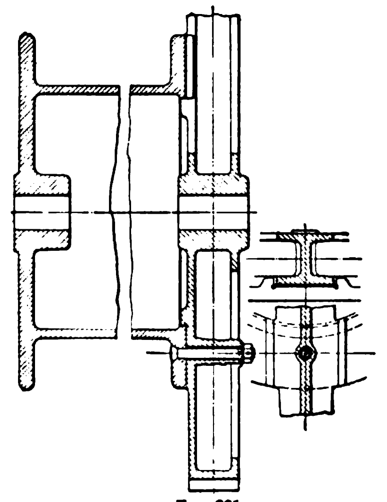

Fig. 381.

Fig. 381 zeigt eine Seiltrommel, deren rechte Stirnwand, um die Trommelwelle nicht auf Drehung zu beanspruchen, mit einem Triebrade der letzteren unmittelbar verschraubt ist. Häufiger sind beide Stirnflächen der Trommel mit Naben zur Befestigung auf der Welle versehen.

Die Trommellänge ist durch die aufzuwickelnde Seillänge und durch die Seilstärke bestimmt; durch mehrfache Übereinanderwicklung des Seiles läßt sie sich erheblich beschränken.

Die Befestigung des Seiles an der Trommel geschieht durch Einschlingen in einen Bügel, der entweder angeschraubt oder angegossen ist.

## b) Drahtseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die zum Heben von Lasten dienenden Drahtseile haben entweder runden oder flachen Querschnitt.

Die **runden Drahtseile** finden ihres sanften, völlig stoßfreien und geräuschlosen Ganges wegen insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen als Ersatz für Ketten, ferner für bergmännische Förderungszwecke Verwendung.

Bezeichnet

$S$ die Zugbelastung der geraden Seilstrecke in kg,
$\delta$ die Drahtdicke in cm,
$i$ die Drahtzahl,
$D$ den Rollen- oder Trommeldurchmesser in cm,

so setzt sich die Gesamtspannung $k_z$ (in kg/qcm) zusammen aus der Normalspannung $\sigma_z$ und der Biegungsspannung $\sigma_b$ (vergl. S. 165).

Es gilt daher

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}+\left(\frac{3}{8}E\right)\frac{\delta}{D}\leqq k_z \text{ und mit } E=2150000 \text{ kg/qcm}$$

für Stahldraht)

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}+800000\frac{\delta}{D}\leqq k_z.$$

Unter Voraussetzung einer zweckmäßigen Seilkonstruktion und eines vorzüglichen, zähen Materials kann gesetzt werden:

für Seile aus Eisendraht und Bessemerstahldraht $k_z \leqq 1500$ kg/qcm,
" " " Tiegelstahldraht bei Menschenförderung $k_z \leqq 2000$ "
" " " " ohne " $k_z \leqq 3000$ "

Wenn möglich, bleibt man mit der zulässigen Gesamtspannung unter diesen Werten, zumal wenn es sich nicht vermeiden läßt, daß das Seil abwechselnd nach der einen und der anderen Seite aufgewickelt und gebogen wird. Auch ist für die Wahl der zulässigen Gesamtspannung zu berücksichtigen, daß für $S$ meistens nur die statisch wirkende Zugbelastung des Seiles gesetzt, also deren Erhöhung beim Anheben (zur Massenbeschleunigung) vernachlässigt wird.

Zum Schutze gegen Rosten bezw. gegen Einwirkung saurer Grubenwässer werden die Seile verzinkt (verbleit) und im Betriebe mit Leinöl getränkt, das außerdem die Reibung der Drähte aneinander vermindert.

Die auf S. 404 bis 407 befindlichen Zusammenstellungen geben gangbare **Abmessungen** und **Gewichte** u. s. w. von Drahtseilen aus Patent-Gußstahldrähten von **Felten & Guilleaume** in Mühlheim (Rhein). Die angegebenen Bruchbelastungen der Seile sind die Summen der Bruchbelastungen der **einzelnen Drähte** im Seil.

Zugversuche mit **ganzen Seilen** ergaben bis zu 10% kleinere Werte als jene.

Aus diesen Tabellen ist zu entnehmen, daß die Biegsamkeit der Drahtseile viel mehr von der Drahtdicke $\delta$ als vom Durchmesser $d$ des Seiles abhängig ist. Für stark benutzte Seile sind die Trommeldurchmesser $D$ wesentlich größer anzunehmen, als aus den Tabellen hervorgeht. Es ist stets zu beachten, daß mit einer Verkleinerung von $D$, unter sonst gleichen Verhältnissen, der Verschleiß wächst und die zulässige Belastung abnimmt, daß ferner die Wahl besonders feiner Drähte zur Beschränkung von $D$ auch nur auf Kosten der Lebensdauer

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen.

| Dicke der Drähte im Seile $\delta$ | Drahtzahl 72 | | | Drahtzahl 96 | | | Drahtzahl 120 | | | Drahtzahl 144 | | | Kleinster Trommel- und Rollendurchmesser $D$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$[1] | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$[1] | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | |
| mm | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm |
| 0,5 | 8 | 0,15 | 1 720 | 9,5 | 0,2 | 2 300 | 8,5 | 0,225 | 2 880 | 10 | 0,26 | 3 450 | 200 |
| 0,6 | 9,5 | 0,2 | 2 450 | 11,5 | 0,25 | 3 250 | 10 | 0,3 | 4 080 | 11,5 | 0,38 | 4 900 | 240 |
| 0,7 | 11 | 0,26 | 3 310 | 13 | 0,35 | 4 400 | 12 | 0,43 | 5 500 | 13 | 0,53 | 6 620 | 280 |
| 0,8 | 12,5 | 0,38 | 4 300 | 15 | 0,45 | 5 760 | 13,5 | 0,55 | 7 200 | 15 | 0,7 | 8 600 | 350 |
| 0,9 | 14 | 0,48 | 5 500 | 17 | 0,6 | 7 400 | 15 | 0,7 | 9 240 | 17 | 0,9 | 11 000 | 400 |
| 1,0 | 16 | 0,55 | 6 800 | 19 | 0,75 | 9 100 | 17 | 0,9 | 11 400 | 19 | 1,1 | 13 600 | 450 |
| 1,1 | 17,5 | 0,7 | 8 200 | 21 | 0,9 | 10 900 | 19 | 1,05 | 13 680 | 21 | 1,3 | 16 400 | 500 |
| 1,2 | 19 | 0,8 | 9 750 | 23 | 1,05 | 13 000 | 20 | 1,3 | 16 300 | 22,5 | 1,55 | 19 500 | 550 |
| 1,3 | 20 | 0,95 | 11 500 | 25 | 1,3 | 15 300 | 22 | 1,5 | 19 200 | 24 | 1,8 | 23 000 | 600 |
| 1,4 | 22 | 1,1 | 13 300 | 27 | 1,6 | 18 000 | 24 | 1,75 | 22 200 | 26 | 2,1 | 26 600 | 650 |

[1]) Der Unterschied in den Durchmessern der 96- und 120drähtigen Seile liegt darin, daß die Hanfseelen in den Litzen der letzteren dünner sind als diejenigen in den Litzen der ersteren.

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen. (Fortsetzung.)

| Dicke der Drähte im Seile $\delta$ | Drahtzahl 160 | | | Drahtzahl 180 | | | Drahtzahl 192 | | | Drahtzahl 240 | | | Kleinster Trommel- und Rollendurchmesser $D$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | Durchmesser des Seiles $d$ | Ungef. Gewicht des Seiles $q$ | Bruchbelastung | |
| mm | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm | kg/lfd. m | kg | mm |
| 0,5 | 11 | 0,3 | 3 840 | 11 | 0,34 | 4 300 | 12 | 0,35 | 4 600 | 13,5 | 0,45 | 5 700 | 200 |
| 0,6 | 13 | 0,43 | 5 440 | 13 | 0,48 | 6 100 | 14 | 0,5 | 6 500 | 16 | 0,63 | 8 160 | 240 |
| 0,7 | 15 | 0,6 | 7 400 | 15,5 | 0,65 | 8 200 | 16,5 | 0,68 | 8 800 | 19 | 0,88 | 11 000 | 280 |
| 0,8 | 17 | 0,77 | 9 000 | 18 | 0,87 | 10 800 | 19 | 0,88 | 11 500 | 22 | 1,15 | 14 400 | 350 |
| 0,9 | 19 | 0,98 | 12 300 | 20 | 1,1 | 13 800 | 21 | 1,13 | 14 800 | 25 | 1,5 | 18 500 | 400 |
| 1,0 | 21 | 1,2 | 15 200 | 22 | 1,35 | 17 100 | 23,5 | 1,38 | 18 200 | 27,5 | 1,8 | 22 800 | 450 |
| 1,1 | 23 | 1,46 | 18 240 | 24 | 1,65 | 20 500 | 26 | 1,7 | 21 800 | 30 | 2,15 | 27 360 | 500 |
| 1,2 | 25 | 1,72 | 21 700 | 26 | 1,9 | 24 500 | 28,5 | 2,0 | 26 100 | 33 | 2,55 | 32 600 | 550 |
| 1,3 | 27 | 2,0 | 25 500 | 28 | 2,25 | 28 800 | 31 | 2,3 | 30 700 | 35 | 3,0 | 38 400 | 600 |
| 1,4 | 29 | 2,3 | 29 600 | 31 | 2,6 | 33 300 | 34 | 2,7 | 35 500 | 38 | 3,5 | 44 400 | 650 |

Aufzug-

Für größere Trommeldurchmesser

| Durchmesser der Windentrommel $D$ mm | Durchmesser des Seiles $d$ mm | Zahl $i$ der Drähte im Seile Stück | Dicke $\delta$ der Drähte im Seile mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles unverzinkt kg | Bruchbelastung des Seiles verzinkt kg |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 500 | 9 | 42 | 1,0 | 0,32 | 3 990 | 3 610 |
| | 10 | 49 | 1,0 | 0,37 | 4 655 | 4 210 |
| | 12 | 72 | 1,0 | 0,54 | 6 840 | 6 190 |
| | 13 | 84 | 1,0 | 0,63 | 7 980 | 7 220 |
| | 15 | 96 | 1,0 | 0,72 | 9 120 | 8 250 |
| | 16 | 114 | 1,0 | 0,86 | 10 830 | 9 800 |
| 550 bis 600 | 10 | 42 | 1,1 | 0,38 | 4 790 | 4 320 |
| | 11 | 49 | 1,1 | 0,44 | 5 590 | 5 040 |
| | 13 | 72 | 1,1 | 0,65 | 8 210 | 7 410 |
| | 14 | 84 | 1,1 | 0,76 | 9 580 | 8 650 |
| | 16 | 96 | 1,1 | 0,87 | 10 940 | 9 880 |
| | 17 | 114 | 1,1 | 1,03 | 13 000 | 11 740 |
| 650 bis 700 | 11 | 42 | 1,2 | 0,45 | 5 710 | 5 250 |
| | 13 | 49 | 1,2 | 0,53 | 6 660 | 6 120 |
| | 15 | 72 | 1,2 | 0,78 | 9 790 | 9 000 |
| | 16 | 84 | 1,2 | 0,91 | 11 420 | 10 500 |
| | 18 | 96 | 1,2 | 1,04 | 13 050 | 12 000 |
| | 19 | 114 | 1,2 | 1,13 | 15 500 | 14 250 |
| 750 bis 800 | 12 | 42 | 1,3 | 0,52 | 6 720 | 5 710 |
| | 14 | 49 | 1,3 | 0,62 | 7 840 | 6 660 |
| | 16 | 72 | 1,3 | 0,91 | 11 520 | 9 790 |
| | 17 | 84 | 1,3 | 1,07 | 13 440 | 11 420 |
| | 19 | 96 | 1,3 | 1,22 | 15 360 | 13 050 |
| | 20 | 114 | 1,3 | 1,45 | 18 240 | 15 500 |
| 900 bis 1000 | 13 | 42 | 1,4 | 0,62 | 7 770 | 6 720 |
| | 15 | 49 | 1,4 | 0,72 | 9 060 | 7 840 |
| | 17 | 72 | 1,4 | 1,06 | 13 320 | 11 520 |
| | 19 | 84 | 1,4 | 1,23 | 15 540 | 13 440 |
| | 21 | 96 | 1,4 | 1,41 | 17 760 | 15 360 |
| | 22 | 114 | 1,4 | 1,68 | 21 090 | 18 240 |
| 1000 bis 1250 | 14 | 42 | 1,5 | 0,71 | 8 900 | 7 770 |
| | 16 | 49 | 1,5 | 0,83 | 10 390 | 9 060 |
| | 19 | 72 | 1,5 | 1,22 | 15 260 | 13 320 |
| | 20 | 84 | 1,5 | 1,42 | 17 810 | 15 540 |
| | 22 | 96 | 1,5 | 1,62 | 20 350 | 17 760 |
| | 23 | 114 | 1,5 | 1,92 | 24 170 | 21 090 |
| 1250 bis 1500 | 15 | 42 | 1,6 | 0,81 | 10 120 | 8 900 |
| | 17 | 49 | 1,6 | 0,94 | 11 810 | 10 390 |
| | 20 | 72 | 1,6 | 1,38 | 17 350 | 15 260 |
| | 21 | 84 | 1,6 | 1,61 | 20 245 | 17 810 |
| | 23 | 96 | 1,6 | 1,84 | 23 140 | 20 350 |
| | 25 | 114 | 1,6 | 2,19 | 27 470 | 24 170 |

seile.

Für kleinere Trommeldurchmesser

| Durchmesser der Windentrommel $D$ mm | Durchmesser des Seiles $d$ mm | Zahl $i$ der Drähte im Seile Stück | Dicke $\delta$ der Drähte im Seile mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles unverzinkt kg | Bruchbelastung des Seiles verzinkt kg |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 250 | 9 | 96 | 0,5 | 0,18 | 2 300 | 1 830 |
| | 10 | 120 | 0,5 | 0,23 | 2 880 | 2 290 |
| | 11 | 144 | 0,5 | 0,27 | 3 460 | 2 750 |
| | 12 | 168 | 0,5 | 0,32 | 4 030 | 3 200 |
| | 13 | 210 | 0,5 | 0,39 | 5 040 | 4 000 |
| | 14 | 252 | 0,5 | 0,48 | 6 050 | 4 800 |
| 250 bis 300 | 10 | 96 | 0,6 | 0,25 | 3 260 | 2 780 |
| | 12 | 120 | 0,6 | 0,32 | 4 080 | 3 480 |
| | 13 | 144 | 0,6 | 0,39 | 4 900 | 4 170 |
| | 14,5 | 168 | 0,6 | 0,45 | 5 710 | 4 870 |
| | 16 | 210 | 0,6 | 0,58 | 7 140 | 6 090 |
| | 17,5 | 252 | 0,6 | 0,68 | 8 570 | 7 300 |
| 300 bis 350 | 13 | 96 | 0,7 | 0,34 | 4 410 | 3 840 |
| | 15 | 120 | 0,7 | 0,44 | 5 520 | 4 800 |
| | 16 | 144 | 0,7 | 0,53 | 6 620 | 5 700 |
| | 17 | 168 | 0,7 | 0,62 | 7 730 | 6 700 |
| | 18 | 210 | 0,7 | 0,77 | 9 660 | 8 400 |
| | 20 | 252 | 0,7 | 0,93 | 11 590 | 10 080 |
| 350 bis 400 | 14 | 96 | 0,8 | 0,44 | 5 760 | 5 080 |
| | 16 | 120 | 0,8 | 0,58 | 7 200 | 6 300 |
| | 17,5 | 144 | 0,8 | 0,69 | 8 640 | 7 600 |
| | 19 | 168 | 0,8 | 0,81 | 10 080 | 8 900 |
| | 20,5 | 210 | 0,8 | 1,01 | 12 600 | 11 100 |
| | 22 | 252 | 0,8 | 1,21 | 15 120 | 13 300 |
| 400 bis 450 | 16 | 96 | 0,9 | 0,56 | 7 390 | 6 570 |
| | 18 | 120 | 0,9 | 0,73 | 9 240 | 8 200 |
| | 19 | 144 | 0,9 | 0,87 | 11 090 | 9 800 |
| | 21 | 168 | 0,9 | 1,02 | 12 930 | 11 500 |
| | 23 | 210 | 0,9 | 1,28 | 16 170 | 14 300 |
| | 25 | 252 | 0,9 | 1,53 | 19 400 | 17 200 |
| 450 bis 500 | 18 | 96 | 1,0 | 0,70 | 9 120 | 8 250 |
| | 20 | 120 | 1,0 | 0,90 | 11 400 | 10 300 |
| | 22 | 144 | 1,0 | 1,08 | 13 680 | 12 300 |
| | 24 | 168 | 1,0 | 1,26 | 15 960 | 14 400 |
| | 26 | 210 | 1,0 | 1,58 | 19 950 | 18 000 |
| | 28 | 252 | 1,0 | 1,89 | 23 940 | 21 600 |
| 500 bis 600 | 20 | 96 | 1,2 | 1,00 | 13 050 | 10 940 |
| | 24 | 120 | 1,2 | 1,25 | 16 320 | 13 680 |
| | 27 | 144 | 1,2 | 1,50 | 19 580 | 16 410 |
| | 29 | 168 | 1,2 | 1,75 | 22 840 | 19 150 |
| | 31 | 210 | 1,2 | 2,18 | 28 560 | 23 940 |
| | 35 | 252 | 1,2 | 2,62 | 34 270 | 28 720 |

des Seiles möglich ist, da schwache Drähte durch Verschleiß schneller ganz zerstört werden als stärkere. Hiernach sind $D$ und $\delta$ so groß zu wählen, wie die Verhältnisse es nur irgend gestatten.

Bezeichnet

$Q$ das mittels eines Seiles zu hebende Gewicht in kg,
$l$ die größte Länge des senkrecht hängenden Seilstückes in m,
$q$ das Seilgewicht in kg/lfd. m,

so ist die größte Zugbelastung des Seiles

$$S = Q + q\,l = Q + \beta\, i\, \delta^2\, l,$$

worin $\beta = 0{,}75$ bis 0,80 gesetzt werden kann.

Bei Förderung aus großen Tiefen wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht $q\,l$ des Seiles eine ganz bedeutende. Um dasselbe zu verringern, gibt man den Seilen von unten nach oben stufenförmig wachsende Querschnitte. Diese konischen Förderseile haben sich in der Praxis weniger gut als cylindrische Seile bewährt. Man ist daher in neuerer Zeit von ihrer Verwendung abgekommen.

In der Regel wählt man zu runden Förderseilen Drähte von 1,4 bis höchstens 2,8 mm Dicke mit Rücksicht darauf, daß womöglich $D \geqq 1000\,\delta$. Nur gezwungen geht man unter $D = 1000\,\delta$ bis zum Grenzwerte $D = 500\,\delta$ herab, wenn gleichzeitig möglichst starke Drähte und möglichst kleine Trommeldurchmesser durch die Anlage gefordert werden.

Bei gleicher Drahtdicke $\delta$ ist ferner der Trommeldurchmesser $D$ mit der Drahtzahl $i$ zu vergrößern und womöglich $D \geqq 100\,d$ zu nehmen [1].

(Siehe hierzu die Tabelle S. 409 bis 411.)

Die flachen Drahtseile werden aus runden nebeneinander gelegten Seilen hergestellt, die durch Nähen verbunden sind. Ihr Vorteil besteht in der größeren Biegsamkeit gegenüber runden Seilen von gleichem Querschnitte. Der allgemeinen Verwendung flacher Drahtseile steht ihre verhältnismäßig geringere Dauerhaftigkeit entgegen — eine Folge der ungleichen Dehnung und Abnutzung der einzelnen Seilstränge.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 412.)

In neuerer Zeit werden von Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein) mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß sog. flachlitzige Drahtseile hergestellt.

Während bei einem gewöhnlichen, aus sechs runden Litzen und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 382) der Druck zwischen Seil und Rollenkranz von höchstens drei Drähten aufgenommen wird, kommt bei dem aus fünf Litzen elliptischer Form mit flachem Kerndraht und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 383) eine größere Anzahl von Drähten mit dem Rollenkranze in Berührung.

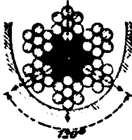


Fig. 382.

Fig. 383.

Die Verwendung flachlitziger Drahtseile erscheint da angezeigt, wo Seile

---

[1]) Bei ihren sehr biegsamen Kabelseilen gestatten Felten & Guilleaume bis $D = 400\,\delta$ herabzugehen bei gleichzeitiger Steigerung der Seilspannung $k_z$ bis zu ¼ der Zugfestigkeit $K_z$. Diese Seile werden mit $\delta = 1$ bis 2 mm, $i = 120$ bis 294, $d = 20$ bis 63 mm und $q = 0{,}90$ bis 11,50 kg/lfd. m aus Eisen oder Bessemerstahl oder aus Patent-Gußstahl (im letzteren Falle $K_z = 9000$ und 12000 kg/qcm) hergestellt.

## Runde Förderseile.

| Drahtdicke $\delta$ mm | Zahl der Drähte im Seile $i$ | Zahl der Hanfseelen im Seile | Durchmesser des Seiles $d$ mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm | 15 000 kg/qcm | 18 000 kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1,4 | 36 | 7 | 13 | 0,55 | 6 660 | 8 330 | 9 990 |
| | 42 | 1 | 13 | 0,65 | 7 760 | 9 700 | 11 640 |
| | 42 | 7 | 14 | 0,65 | 7 760 | 9 700 | 11 640 |
| | 49 | 1 | 14 | 0,75 | 9 050 | 11 310 | 13 580 |
| | 49 | 8 | 17 | 0,80 | 9 050 | 11 310 | 13 580 |
| | 56 | 8 | 18 | 0,95 | 10 340 | 12 930 | 15 510 |
| | 84 | 1 | 19 | 1,30 | 15 510 | 19 390 | 23 260 |
| | 96 | 7 | 21 | 1,40 | 17 730 | 22 160 | 26 590 |
| | 114 | 1 | 23 | 1,70 | 21 060 | 26 320 | 31 590 |
| | 133 | 1 | 25 | 2,00 | 24 570 | 30 710 | 36 850 |
| 1,6 | 36 | 7 | 15 | 0,70 | 8 690 | 10 860 | 13 040 |
| | 42 | 1 | 15 | 0,85 | 10 140 | 12 670 | 15 210 |
| | 42 | 7 | 17 | 0,85 | 10 140 | 12 670 | 15 210 |
| | 49 | 1 | 17 | 0,95 | 11 830 | 14 790 | 17 750 |
| | 49 | 8 | 19 | 1,00 | 11 830 | 14 790 | 17 750 |
| | 56 | 8 | 20 | 1,20 | 13 520 | 16 900 | 20 280 |
| | 84 | 1 | 22 | 1,70 | 20 280 | 25 350 | 30 420 |
| | 96 | 7 | 24 | 1,85 | 23 170 | 28 960 | 34 760 |
| | 114 | 1 | 26 | 2,25 | 27 500 | 34 380 | 41 250 |
| | 133 | 1 | 28 | 2,60 | 32 100 | 40 120 | 48 150 |
| 1,8 | 36 | 7 | 17 | 0,90 | 11 000 | 13 750 | 16 500 |
| | 42 | 1 | 17 | 1,05 | 12 820 | 16 000 | 19 230 |
| | 42 | 7 | 19 | 1,05 | 12 820 | 16 000 | 19 230 |
| | 49 | 1 | 19 | 1,25 | 14 960 | 18 700 | 22 440 |
| | 49 | 8 | 21 | 1,30 | 14 960 | 18 700 | 22 440 |
| | 56 | 8 | 23 | 1,50 | 17 100 | 21 370 | 25 650 |
| | 84 | 1 | 25 | 2,10 | 25 660 | 32 100 | 38 490 |
| | 96 | 7 | 27 | 2,30 | 29 320 | 36 650 | 43 980 |
| | 114 | 1 | 29 | 2,75 | 34 800 | 43 500 | 52 200 |
| | 133 | 1 | 31 | 3,25 | 40 600 | 50 750 | 60 900 |
| 2,0 | 36 | 7 | 19 | 1,10 | 13 570 | 16 960 | 20 350 |
| | 42 | 1 | 19 | 1,30 | 15 840 | 19 800 | 23 760 |
| | 42 | 7 | 21 | 1,30 | 15 840 | 19 800 | 23 760 |
| | 49 | 1 | 21 | 1,50 | 18 480 | 23 100 | 27 720 |
| | 49 | 8 | 24 | 1,55 | 18 480 | 23 100 | 27 720 |
| | 56 | 8 | 26 | 1,85 | 21 120 | 26 400 | 31 680 |
| | 84 | 1 | 27 | 2,60 | 31 680 | 39 600 | 47 500 |
| | 96 | 7 | 30 | 2,85 | 36 200 | 45 250 | 54 300 |
| | 114 | 1 | 32 | 3,40 | 42 990 | 53 730 | 64 480 |
| | 133 | 1 | 35 | 4,00 | 50 150 | 62 690 | 75 220 |
| | 162 | 1 | 38 | 5,00 | 61 070 | 76 340 | 91 600 |
| | 180 | 1 | 41 | 5,70 | 67 860 | 84 830 | 101 800 |

| Drahtdicke $\delta$ mm | Zahl der Drähte im Seile $i$ | Zahl der Hanfseelen im Seile | Durchmesser des Seiles $d$ mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm | 15 000 kg/qcm | 18 000 kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2,2 | 36 | 7 | 21 | 1,30 | 16 420 | 20 530 | 24 630 |
| | 42 | 1 | 21 | 1,55 | 19 170 | 23 960 | 28 750 |
| | 42 | 7 | 23 | 1,60 | 19 170 | 23 960 | 28 750 |
| | 49 | 1 | 23 | 1,85 | 22 350 | 27 940 | 33 530 |
| | 49 | 8 | 26 | 1,90 | 22 350 | 27 940 | 33 530 |
| | 56 | 8 | 28 | 2,25 | 25 540 | 31 930 | 38 310 |
| | 84 | 1 | 30 | 3,15 | 38 310 | 47 890 | 57 470 |
| | 96 | 7 | 33 | 3,45 | 43 780 | 54 730 | 65 670 |
| | 114 | 1 | 35 | 4,10 | 52 000 | 65 000 | 78 000 |
| | 133 | 1 | 38 | 4,80 | 60 660 | 75 830 | 90 990 |
| | 162 | 1 | 42 | 5,90 | 73 900 | 92 380 | 110 850 |
| | 180 | 1 | 45 | 7,00 | 82 100 | 102 630 | 123 150 |
| 2,5 | 36 | 7 | 24 | 1,70 | 21 200 | 26 500 | 31 800 |
| | 42 | 1 | 24 | 2,00 | 24 730 | 30 910 | 37 100 |
| | 42 | 7 | 26 | 2,05 | 24 730 | 30 910 | 37 100 |
| | 49 | 1 | 26 | 2,35 | 28 850 | 36 060 | 43 280 |
| | 49 | 8 | 30 | 2,45 | 28 850 | 36 060 | 43 280 |
| | 56 | 8 | 32 | 2,90 | 32 970 | 41 210 | 49 460 |
| | 84 | 1 | 34 | 4,10 | 49 460 | 61 830 | 74 200 |
| | 96 | 7 | 37 | 4,45 | 56 520 | 70 650 | 84 780 |
| | 114 | 1 | 40 | 5,30 | 67 150 | 83 940 | 100 780 |
| | 133 | 1 | 44 | 6,20 | 78 340 | 97 930 | 117 500 |
| | 162 | 1 | 48 | 7,50 | 95 430 | 119 290 | 143 150 |
| | 180 | 1 | 52 | 9,00 | 106 000 | 132 500 | 159 000 |
| 2,8 | 36 | 7 | 26 | 2,10 | 26 600 | 33 250 | 39 900 |
| | 42 | 1 | 26 | 2,50 | 31 030 | 38 790 | 46 550 |
| | 42 | 7 | 29 | 2,55 | 31 030 | 38 790 | 46 550 |
| | 49 | 1 | 29 | 3,00 | 36 200 | 45 250 | 54 300 |
| | 49 | 8 | 33 | 3,10 | 36 200 | 45 250 | 54 300 |
| | 56 | 8 | 35 | 3,65 | 41 370 | 51 710 | 62 060 |
| | 84 | 1 | 38 | 5.10 | 62 060 | 77 580 | 93 100 |
| | 96 | 7 | 42 | 5,60 | 70 930 | 88 660 | 106 400 |
| | 114 | 1 | 45 | 6,70 | 84 240 | 105 300 | 126 360 |
| | 133 | 1 | 49 | 7,80 | 98 280 | 122 850 | 147 420 |
| | 162 | 1 | 53 | 10,60 | 119 700 | 149 630 | 179 550 |
| | 180 | 1 | 58 | 11,30 | 133 000 | 166 250 | 199 500 |
| 3,1 | 36 | 7 | 29 | 2,55 | 32 610 | 40 760 | 48 920 |
| | 42 | 1 | 29 | 3,05 | 38 050 | 47 560 | 57 080 |
| | 42 | 7 | 32 | 3,10 | 38 050 | 47 560 | 57 080 |
| | 49 | 1 | 32 | 3,60 | 44 390 | 55 490 | 66 590 |
| | 49 | 8 | 37 | 3,75 | 44 390 | 55 490 | 66 590 |
| | 56 | 8 | 40 | 4,45 | 50 730 | 63 410 | 76 100 |
| | 84 | 1 | 42 | 6,25 | 76 100 | 95 130 | 114 150 |

| Drahtdicke δ mm | Zahl der Drähte im Seile i | Zahl der Hanfseelen im Seile | Durchmesser des Seiles d mm | Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12 000 kg/qcm | 15 000 kg/qcm | 18 000 kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3,1 | 96 | 7 | 47 | 6,85 | 86 970 | 108 710 | 130 460 |
| | 114 | 1 | 50 | 8,20 | 103 250 | 129 060 | 154 880 |
| | 133 | 1 | 55 | 9,60 | 120 560 | 150 700 | 180 840 |
| | 162 | 1 | 59 | 13,00 | 146 730 | 183 410 | 220 100 |
| | 180 | 1 | 64 | 13,80 | 163 060 | 203 830 | 244 590 |
| 3,4 | 36 | 7 | 32 | 3,10 | 39 220 | 49 030 | 58 830 |
| | 42 | 1 | 32 | 3,70 | 45 760 | 57 200 | 68 640 |
| | 42 | 7 | 35 | 3,75 | 45 760 | 57 200 | 68 640 |
| | 49 | 1 | 35 | 4,35 | 53 380 | 66 730 | 80 070 |
| | 49 | 8 | 41 | 4,50 | 53 380 | 66 730 | 80 070 |
| | 56 | 8 | 44 | 5,40 | 61 000 | 76 250 | 91 500 |
| | 84 | 1 | 46 | 7,50 | 91 500 | 114 380 | 137 250 |
| | 96 | 7 | 51 | 8,25 | 104 570 | 130 710 | 156 860 |
| | 114 | 1 | 54 | 10,00 | 124 180 | 155 220 | 186 270 |
| | 133 | 1 | 60 | 11,50 | 144 880 | 181 100 | 217 320 |
| | 162 | 1 | 65 | 15,70 | 176 480 | 220 600 | 264 720 |
| | 180 | 1 | 70 | 16,60 | 196 100 | 245 120 | 294 150 |

außer der Beanspruchung auf Zug und Biegung noch durch Schleifen über die Erde, über Rollen u. dergl., wie es z. B. bei Bremsbergen, Bergbahnen, Dampfpflügen u. s. w. der Fall ist, einem großen Verschleiße ausgesetzt sind.

Diese Seile werden bei 5 · 9 oder 5 · 23 oder 5 · 28 Drähten mit $d = 11$ bis 40 mm und $q = 0{,}39$ bis 6,10 kg/lfd. m gefertigt.

Auch als Aufzugseile finden flachlitzige Drahtseile bei 5 · 23 und 5 · 28 Drähten mit $d = 12$ bis 22 mm auf Trommeln und Scheiben von 400 bis 900 mm Durchmesser Verwendung.

Eine weitere Neuerung der genannten Firma ist das sog. patentverschlossene, aus besonderen Formdrähten hergestellte Spiralseil ohne Hanfeinlage. Dasselbe wird als Aufzug- und Förderseil mit schwächeren Drähten (Fig. 384), als Leit-, Schachtführungs-, Luftbahn-, Fährseil u. s. w. mit stärkeren Drähten (Fig. 385) ausgeführt. In beiden Fällen sind sämtliche Drähte in konzentrischen Lagen um einen Kerndraht angeordnet. Den Runddrähten für die inneren Lagen folgen solche mit Trapezquerschnitt, diesen solche von S-förmigem Querschnitt für die äußeren Lagen; letztere liefern zufolge ihrer Überdeckung die geschlossene Bauart des Seiles.

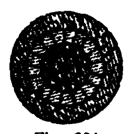

Fig. 384.


Fig. 385.

Als Vorzüge dieser Seile gegenüber gewöhnlichen Drahtseilen werden angegeben:

Geringerer Durchmesser bei gleicher Bruchfestigkeit;

Leichteres Gewicht wegen Fehlens der Hanfeinlage;

Flache Förderseile.

| Drahtdicke δ mm | Zahl der Drähte im Seile i | Breite des Seiles mm | Dicke des Seiles mm | Ungefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m | Bruchbelastung des Seiles in kg — Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von 12000 kg/qcm | 15000 kg/qcm | 18000 kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1,0 | 120 | 38 | 9 | 1,00 | 11 300 | 14 100 | 16 950 |
| | 144 | 44 | 10 | 1,15 | 13 560 | 16 950 | 20 350 |
| | 168 | 46 | 11 | 1,35 | 15 820 | 19 800 | 23 750 |
| | 192 | 50 | 12 | 1,50 | 18 100 | 22 600 | 27 150 |
| 1,2 | 120 | 46 | 11 | 1,35 | 16 300 | 20 350 | 24 450 |
| | 144 | 51 | 12 | 1,65 | 19 560 | 24 450 | 29 350 |
| | 168 | 55 | 13 | 1,90 | 22 820 | 28 500 | 34 200 |
| | 192 | 60 | 14 | 2,30 | 26 080 | 32 600 | 39 100 |
| 1,4 | 120 | 53 | 13 | 1,90 | 22 170 | 27 700 | 33 250 |
| | 144 | 50 | 14 | 2,25 | 26 600 | 33 250 | 39 900 |
| | 168 | 64 | 15 | 2,60 | 31 000 | 38 750 | 46 500 |
| | 192 | 70 | 16 | 3,20 | 35 430 | 44 300 | 53 150 |
| 1,6 | 120 | 61 | 15 | 2,50 | 28 950 | 36 200 | 43 450 |
| | 144 | 68 | 16 | 2,90 | 34 800 | 43 450 | 52 200 |
| | 168 | 73 | 17 | 3,40 | 40 600 | 50 700 | 60 900 |
| | 192 | 80 | 18 | 4,00 | 46 300 | 57 900 | 69 500 |
| 1,8 | 120 | 68 | 16 | 3,10 | 36 600 | 45 750 | 54 900 |
| | 144 | 77 | 18 | 3,70 | 43 920 | 54 900 | 65 880 |
| | 168 | 82 | 19 | 4,30 | 51 240 | 64 050 | 76 860 |
| | 192 | 93 | 20 | 5,15 | 58 560 | 73 200 | 87 840 |
| | 224 | 110 | 19 | 5,70 | 68 320 | 85 400 | 102 480 |
| | 256 | 124 | 20 | 6,90 | 78 080 | 97 600 | 117 120 |
| | 288 | 135 | 24 | 7,70 | 87 840 | 109 800 | 131 760 |
| | 320 | 150 | 25 | 8,50 | 97 600 | 122 000 | 146 400 |
| 2,0 | 120 | 76 | 18 | 3,80 | 45 240 | 56 500 | 67 860 |
| | 144 | 85 | 20 | 4,55 | 54 300 | 67 800 | 81 450 |
| | 168 | 91 | 22 | 5,30 | 63 350 | 79 100 | 95 000 |
| | 192 | 104 | 23 | 6,35 | 72 400 | 90 500 | 108 600 |
| | 224 | 120 | 22 | 7,10 | 84 460 | 105 600 | 126 700 |
| | 256 | 138 | 23 | 8,50 | 96 520 | 120 650 | 144 800 |
| | 288 | 150 | 26 | 9,50 | 108 580 | 135 700 | 162 870 |
| | 320 | 165 | 28 | 10,60 | 120 640 | 150 800 | 180 960 |

Gleichmäßigerer Verschleiß, ruhigerer Gang und infolgedessen geringerer Kraftverbrauch wegen der glatten Oberfläche der Deckdrähte;

Verhütung des Rostens der gut eingefetteten Drähte von innen nach außen wegen der fehlenden Hanfseele;

Verminderte Neigung, sich zu längen und bei freihängender Last aufzudrehen;

Festhalten der Drahtenden bei etwaigen Drahtbrüchen infolge der S-Form der Deckdrähte.

Die folgende Zusammenstellung enthält gangbare Größen u. s. w. der dünndrähtigen patentverschlossenen Förder- und Aufzugdrahtseile (aus Gußstahl mit 120 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) der Firma Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein).

| Durchmesser des Seiles $d$ mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung kg | Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser $D$ mm | Durchmesser des Seiles $d$ mm | Ungefähres Gewicht des Seiles $q$ kg/lfd. m | Bruchbelastung kg | Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser $D$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 12 | 0,85 | 11 000 | 1500 | 27 | 4,00 | 58 700 | 3250 |
| 13 | 0,95 | 13 100 | 1500 | 28 | 4,30 | 62 500 | 3500 |
| 14 | 1,10 | 15 200 | 2000 | 29 | 4,65 | 66 400 | 3500 |
| 15 | 1,25 | 17 300 | 2000 | 30 | 5,10 | 73 500 | 3750 |
| 16 | 1,40 | 20 400 | 2000 | 31 | 5,46 | 79 400 | 3750 |
| 17 | 1,60 | 23 300 | 2250 | 32 | 5,81 | 85 300 | 4000 |
| 18 | 1,85 | 26 200 | 2250 | 33 | 6,17 | 88 300 | 4000 |
| 19 | 2,00 | 27 400 | 2250 | 34 | 6,55 | 92 200 | 4250 |
| 20 | 2,20 | 31 100 | 2500 | 35 | 6,75 | 98 500 | 4250 |
| 21 | 2,40 | 35 000 | 2500 | 36 | 7,00 | 104 800 | 4500 |
| 22 | 2,74 | 38 800 | 2750 | 37 | 7,60 | 116 200 | 4500 |
| 23 | 2,85 | 42 000 | 2750 | 38 | 8,15 | 120 700 | 4750 |
| 24 | 3,10 | 45 200 | 3000 | 39 | 8,70 | 125 200 | 4750 |
| 25 | 3,40 | 48 300 | 3000 | 40 | 9,30 | 129 700 | 5000 |
| 26 | 3,70 | 54 900 | 3250 | | | | |

Die starkdrähtigen patentverschlossenen Drahtseile werden mit $d = 20$ bis 45 mm und $q = 2{,}45$ bis 11,70 kg/lfd. m für Bruchbelastungen von 16 430 bis 78 200 kg bezw. 27 150 bis 129 200 kg bezw. 34 360 bis 163 200 kg in den Handel gebracht, je nachdem weicher Stahl-Formdraht (55 000 bis 60 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) oder Patent-Gußstahldraht (90 000 bis 100 000 bezw. 120 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) zu ihrer Herstellung verwendet wird.

2. Die Rollen für Drahtseile erhalten Umfangsrillen, die nach Fig. 386 auf eine Tiefe gleich dem 2,5- bis 3-fachen des Seildurchmessers so eingedreht werden, daß das Seil sich mit möglichst geringem Spielraume ohne jede Klemmung einlegt. Eine Ausfütterung der Rillen findet hier nicht statt.

Betreffs der Durchmesser der Drahtseilrollen ist auf das unter b, 1 (S. 408) Gesagte zu verweisen.

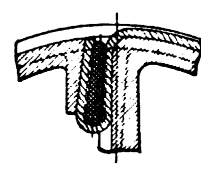
Die Trommeln der Drahtseile erhalten eine spiralförmig eingedrehte Nut von flacher Kreisbogenform, deren Steigung um etwa 2 mm größer als die Seildicke gewählt wird.

Fig. 386.

Die Befestigung des Seiles an der Trommel kann durch Einhängung einer Seilschleife in einen Bügel oder durch Klemmung des Seilendes mittels Laschenverschraubung geschehen. Beachtenswert ist auch die Fig. 387 ersichtliche Drahtseil-

befestigung mittels einer Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht und die erforderliche Klemmung erzeugt.

Damit sich das Seil beim Auflaufen auf die Trommel nicht übereinander wickelt oder einzelne Rillen überspringt, soll der Achsenabstand der Trommeln und Rollen, welche letztere das Seil in die Lastbahn überleiten, mindestens das 25fache der Trommellänge betragen; erforderlichenfalls ist eine besondere Zuführungsrolle mit selbsttätiger oder zwangläufiger Verschiebbarkeit in achsialer Richtung anzuordnen.


Fig. 387.

Die bei Fördermaschinen zur Anwendung kommenden Bobinen, das sind Fördertrommeln mit seitlichen Führungen für die aufeinander liegenden Windungen des als Flachseil ausgebildeten Förderseiles erhalten einen, von der Drahtstärke abhängigen kleinsten Durchmesser, der mit Rücksicht auf das unter b, 1 (S. 408) für runde Förderseile Gesagte zu wählen ist.

## B. Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Die Lastketten bestehen aus einzelnen Gliedern, die entweder aus Rundeisen gebildet und in ovaler Form durch Schweißung geschlossen sind — Gliederketten — oder durch eine Verbindung von Blechlaschen mit Stahlbolzen hergestellt werden — Laschenketten.

### a) Gliederketten, deren Rollen und Trommeln.

1. Die aus zähem, weichem Schweißeisen gefertigten Gliederketten werden mit kurzen Gliedern (Fig. 388), mit langen Gliedern (Fig. 389) und mit langen Gliedern und eingesetztem Steg (Fig. 390) ausgeführt.

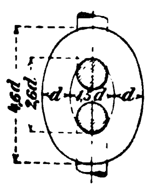


Fig. 388.

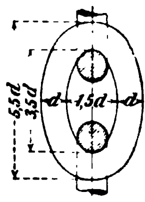


Fig. 389.

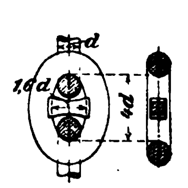


Fig. 390.

Die einfachen Gliederketten bezeichnet man zum Unterschiede von den Stegketten als offene Ketten. Die kurzgliedrige (englische) Kette wird auf kleinen Rollen und Trommeln weniger auf Biegung beansprucht und ist beweglicher, jedoch schwerer und teurer als die langgliedrige (deutsche) Kette; trotzdem hat sie die letztere fast ganz verdrängt. Die Stegketten finden vorzugsweise als Ankerketten Verwendung; ihre Bruchbelastung liegt um etwa 12,5% höher als diejenige der einfachen Gliederketten.

Die mittleren Abmessungen der Gliederketten sind in Fig. 388 bis 390 angegeben.

Die zulässige Belastung $Q$ (in kg) einer neuen, aus vorzüglichem Eisen sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette (ohne Steg), deren Eisenstärke $d$ (in cm), kann nach C. v. Bach genommen werden:

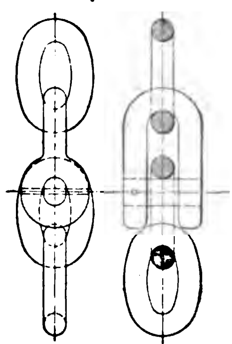
$Q = 1000\,d^2$ für wenig angestrengte Ketten ($k_z = 637$ kg/qcm),
$Q \gtreqless 800\,d^2$ für häufiger benutzte Ketten ($k_z \gtreqless 509$ kg/qcm),
$Q \lesseqgtr 500\,d^2$ für Dampfwindenketten ($k_z \gtreqless 318$ kg/qcm).

Kalibrierte (adjustierte) Ketten mit genau übereinstimmenden Gliedern sind zur möglichst langen Erhaltung ihrer Sondereigenschaft nur mit etwa $^5/_8$ der vorstehend angegebenen Kraft zu belasten.

Kurzgliedrige Kranketten der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bachem & Keetman in Duisburg a. Rh.

| Ketten-eisen-stärke $d$ mm | Zulässige Belastung $Q$ kg | Ungefähres Gewicht der Kette $q$ kg/lfd. m | Ketten-eisen-stärke $d$ mm | Zulässige Belastung $Q$ kg | Ungefähres Gewicht der Kette $q$ kg/lfd. m |
|---|---|---|---|---|---|
| 5 | 250 | 0,58 | 20 | 4 000 | 8,98 |
| 6 | 360 | 0,81 | 21 | 4 410 | 9,90 |
| 7 | 490 | 1,10 | 22 | 4 840 | 10,87 |
| 8 | 640 | 1,44 | 23 | 5 290 | 11,90 |
| 9 | 810 | 1,82 | 24 | 5 760 | 12,94 |
| 10 | 1 000 | 2,25 | 26 | 6 760 | 15,18 |
| 11 | 1 210 | 2,72 | 28 | 7 840 | 17,61 |
| 12 | 1 440 | 3,24 | 30 | 9 000 | 20,22 |
| 13 | 1 690 | 3,80 | 33 | 10 890 | 24,46 |
| 14 | 1 960 | 4,41 | 36 | 12 960 | 29,11 |
| 15 | 2 250 | 5,06 | 39 | 15 210 | 34,16 |
| 16 | 2 560 | 5,75 | 43 | 18 490 | 41,53 |
| 17 | 2 890 | 6,50 | 46 | 21 160 | 47,53 |
| 18 | 3 240 | 7,28 | 49 | 24 010 | 53,82 |
| 19 | 3 610 | 8,14 | 52 | 27 040 | 60,73 |

Zur sofortigen Wiedervereinigung einer zerrissenen Kette oder zur vorübergehenden Kupplung zweier Kettenstrecken dient das Kettenschloß (Fig. 391)


Fig. 391.

2. Rollen für gewöhnliche Gliederketten zeigen Fig. 392 bis 394. Die Abschrägung (Doppelkegelform mit Steigung 1 : 4) in Fig. 392 vermindert die Biegungsbeanspruchung der Kettenglieder durch günstigere Unterstützung. Die Seitenränder in Fig. 394 sind nur bei unruhigem Kettenlaufe oder stärkerer Ablenkung erforderlich. Fig. 393 zeigt eine Rolle für diagonal (unter 45° zur Rollenachse) geführte Kettenglieder, die nur für ruhigen Kettenlauf anwendbar ist. Am häufigsten finden Kettenrollen nach Fig. 394 Verwendung.

Man nimmt für Handbetrieb

$$D \geqq 20\,d,$$

unter $d$ die Ketteneisenstärke und unter $D$ den Durchmesser der Rolle verstanden, gemessen von Mitte zu Mitte der Kette auf dem Rollenumfange (s. Fig. 394).

Für lebhaften und schnellen Betrieb ist womöglich

$$D \geqq 30\,d$$

zu wählen.

Kettentrommeln versieht man zur sicheren Führung der Kette meist mit spiralförmig eingegossenen Umfangsnuten, die ähnlich wie

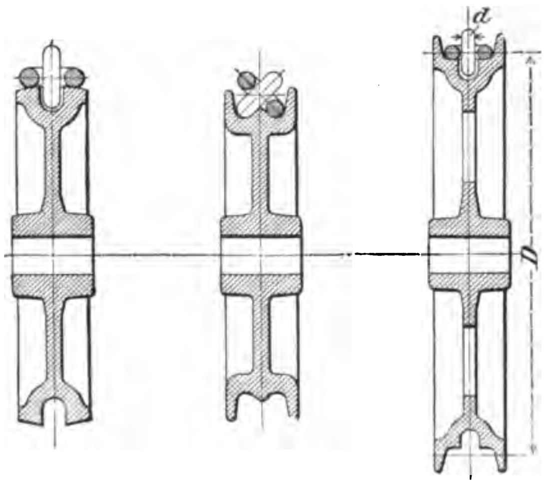



Fig. 392. Fig. 393. Fig. 394.

bei den Kettenrollen profiliert werden. Fig. 395 zeigt die gewöhnliche Anordnung mit cylindrischen Auflagerflächen für die flachliegenden Kettenglieder, Fig. 396 eine Trommel mit kegelförmiger Abschrägung der Stützränder und Fig. 397 eine solche mit flachem Kreisbogenprofil für diagonal geführte Kettenglieder. Im letzteren Falle wird zufolge der schiefen Lage der Kettenglieder die Breite der einzelnen Windungen und damit die Trommellänge gegenüber der Fig. 395 und 396 ersichtlichen Anordnung verkürzt. Trommeln mit flachen Spiralnuten eignen sich besonders bei schnell und unruhig laufenden Ketten von Dampfwinden.

Zwischen den einzelnen Kettenwindungen läßt man einen Spielraum von etwa 3 mm. Den Durchmesser der Trommeln wählt man wie bei Kettenrollen, die Mantelstärke mit Rücksicht auf Herstellung der Trommeln mindestens 1,2 cm. Bei größeren Trommellängen ist den auftretenden Biegungs- und Drehungsbeanspruchungen Rechnung zu tragen.

Eine zweckmäßige Befestigung der Kette auf der Trommel zeigt Fig. 395.

Gleichwie die Seiltrommeln werden auch die Kettentrommeln auf der zugehörigen Welle durch Nabenkeile befestigt oder, um die Welle nicht auf Drehung zu beanspruchen, mit dem antreibenden Stirnrade unmittelbar verschraubt. Zuweilen ist das letztere auf die nach außen verlegte Trommelnabe aufgekeilt.



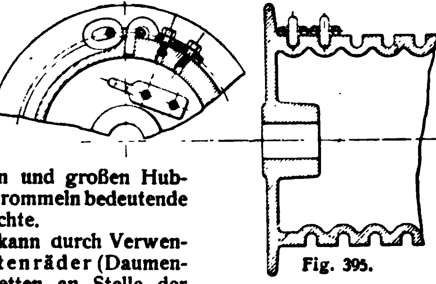


Fig. 395.

Bei schweren Lasten und großen Hubhöhen erhalten die Kettentrommeln bedeutende Abmessungen und Gewichte.

Diesem Übelstande kann durch Verwendung verzahnter Kettenräder (Daumenräder) für kalibrierte Ketten an Stelle der Trommeln begegnet werden. Dieselben erfordern, da ihre Breite vollkommen unabhängig von der Förderlänge der Kette ist und auch ihr Durchmesser bedeutend kleiner ausfällt als derjenige gewöhnlicher Trommeln, nur einen geringen Raumbedarf. Von besonderem Werte ist ferner bei Kettenrädern, daß die Lastkette in vollkommen unveränderter Richtung aufsteigt, ohne gleichzeitige Seitenbewegung, wie bei den Trommeln mit Spiralwicklung.

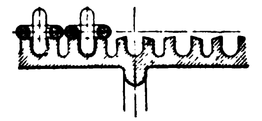


Fig. 396.

Fig. 398 zeigt ein verzahntes Kettenrad mit acht Zähnen.

Bezeichnet

$l$ die Teilung der Kettenglieder,
$d$ die Ketteneisenstärke,
$z$ die Zähnezahl des Kettenrades,

so ist dessen Teilkreishalbmesser, der gleichzeitig den Lastarm bildet,

$$R = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^0}{z}}\right)^2}.$$

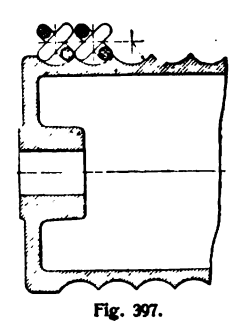


Fig. 397.

Für schwache Ketten und große Zähnezahlen verschwindet der Einfluß des zweiten Gliedes unter der Wurzel, und es darf schon für $z \gtreqless 6$ und $d \leq 1{,}6$ cm ohne merkbaren Fehler gesetzt werden

$$R = \frac{l}{2\sin\frac{90^0}{z}}.$$

Diese letzte Gleichung dient insbesondere zur Berechnung des Teilkreishalbmessers von Haspelrädern, die den Antrieb einer

Winde oder dergl. mittels Handkette ($d = 5$ bis 10 mm) aus beliebiger Entfernung ermöglichen (s. S. 276).

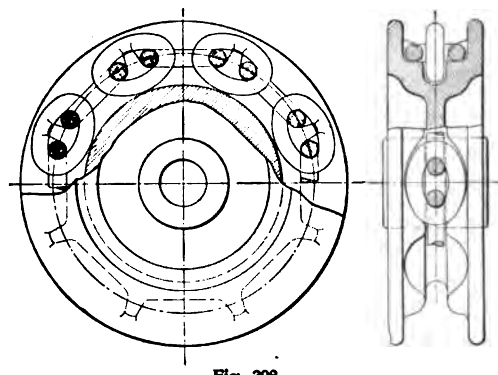


Fig. 398.

Für Zähnezahlen $z \leqq 5$ fällt der Durchmesser des Kettenrades meist so klein aus, daß es nicht mehr auf der zugehörigen Welle aufgekeilt werden kann. In diesem Falle werden Rad und Welle aus Stahlguß **in einem Stücke** hergestellt.

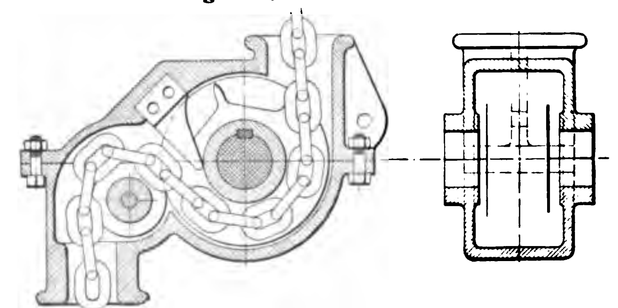


Fig. 399.

Das ablaufende Kettenstück ist durch eine Leitrolle (Fig. 399) oder dergl. derart abzulenken, daß die Kette das verzahnte Rad mindestens auf dem halben Umfange umschließt. Infolge der elastischen Dehnung der Kettenglieder klemmen sich diese leicht zwischen den Zähnen fest und müssen durch einen **Abstreicher** herausgedrängt werden.

(Siehe hierzu die Tabelle auf S. 419.)

## b) Laschenketten und deren Rollen.

1. Die **Laschenketten**, nach ihrem Erfinder auch **Gallsche** Gelenkketten genannt, bestehen aus Laschen aus Stahl oder aus weichem,

**Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder.**
**Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln-Zollstock.**

| Ketten-eisen-stärke $d$ mm | Teilung $l$ mm | Kettenräder. Teilkreisdurchmesser $2R$ in mm (obere Zahl). Zähnezahl $z$ (untere Zahl). | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4,5 | 16 | 62<br>7 | 102<br>10 | 153<br>15 | 173<br>17 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 5 | 18,5 | 58<br>5 | 72<br>6 | 83<br>7 | 95<br>8 | 118<br>10 | (212)<br>(18) | (283)<br>(24) | (365)<br>(31) | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 6 | 18,5 | 72<br>6 | 83<br>7 | 95<br>8 | 118<br>10 | 130<br>11 | 142<br>12 | 187<br>16 | 200<br>17 | (212)<br>(18) | (234)<br>(20) | (283)<br>(24) | (353)<br>(30) | (365)<br>(31) | (376)<br>(32) | (420)<br>(36) | (484)<br>(41) | (1002)<br>(85) |
| 6 | 20 | 76<br>6 | 140<br>11 | 166<br>13 | 179<br>14 | 204<br>16 | 255<br>20 | 286<br>22 | (357)<br>(28) | (484)<br>(38) | (548)<br>(43) | (637)<br>(50) | . | . | . | . | . | . |
| 7 | 22,5 | 73<br>5 | 85<br>6 | 100<br>7 | 115<br>8 | 143<br>10 | 157<br>11 | 172<br>12 | 187<br>13 | 286<br>20 | (387)<br>(27) | (458)<br>(32) | (616)<br>(43) | (740)<br>(52) | (859)<br>(60) | (944)<br>(66) | (1001)<br>(77) | . |
| 8 | 22,5 | 73<br>5 | 85<br>6 | 100<br>7 | 115<br>8 | 143<br>10 | 158<br>11 | 186<br>13 | 244<br>17 | 258<br>18 | 286<br>20 | 316<br>22 | (387)<br>(27) | (456)<br>(32) | (614)<br>(43) | (740)<br>(52) | (850)<br>(60) | . |
| 9 | 25 | 80<br>5 | 95<br>6 | 127<br>8 | 159<br>10 | 174<br>11 | 238<br>15 | 318<br>20 | 428<br>27 | 570<br>36 | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 9,5 | 31 | 100<br>5 | 120<br>6 | 160<br>8 | 198<br>10 | 238<br>12 | 318<br>16 | 338<br>17 | 360<br>18 | 388<br>20 | 436<br>22 | 592<br>30 | 778<br>40 | . | . | . | . | . |
| 11 | 30 | 97<br>5 | 134<br>7 | 192<br>10 | 214<br>11 | 264<br>14 | 286<br>15 | 382<br>20 | 422<br>22 | 575<br>30 | 680<br>36 | 1450<br>77 | . | . | . | . | . | . |
| 13 | 36 | 115<br>5 | 161<br>7 | 184<br>8 | 207<br>9 | 253<br>11 | 275<br>12 | 322<br>14 | 344<br>15 | 458<br>20 | 552<br>24 | 714<br>32 | 836<br>37 | 1331<br>58 | . | . | . | . |
| 14,5 | 42,5 | 162<br>6 | 214<br>8 | 268<br>10 | 320<br>12 | 374<br>14 | 404<br>15 | 850<br>32 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 16 | 48 | 154<br>5 | 184<br>6 | 215<br>7 | 275<br>9 | 338<br>11 | 492<br>16 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 18 | 54 | 175<br>5 | 207<br>6 | 242<br>7 | 276<br>8 | 310<br>9 | 322<br>10 | 479<br>14 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 20 | 62,5 | 200<br>5 | 240<br>6 | 280<br>7 | 320<br>8 | 360<br>9 | 800<br>20 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 22 | 62,5 | 200<br>5 | 240<br>6 | 280<br>7 | 320<br>8 | 360<br>9 | 480<br>12 | 812<br>20 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 25 | 72 | 236<br>5 | 277<br>6 | 322<br>7 | 368<br>8 | 414<br>9 | 565<br>12 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 26 | 72 | 330<br>7 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 28 | 72 | 336<br>8 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 30 | 80 | 260<br>5 | 310<br>6 | 360<br>7 | 410<br>8 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 30 | 91 | 170<br>3 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |
| 32 | 80 | 310<br>6 | 410<br>8 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . | . |

**Bemerkung.** Die **eingeklammerten** Räderabmessungen finden namentlich bei **Haspelrädern** Verwendung.

zähem Schweißeisen, die durch zwischengenietete oder versplintete Stahlbolzen mit gedrehten Zapfen zu fortlaufenden Gliedern miteinander verbunden sind. Sie finden als Last- und auch als Treibketten Verwendung.

Fig. 400 zeigt eine Laschenkette mit vernieteten Gelenkbolzen. Der Schlußbolzen der Kette, die immer eine gerade Gliederzahl haben muß, ist versplintet. Die Laschenketten eignen sich, da Schweißstellen nicht vorhanden sind, besonders für schwere Hebemaschinen. Ihr Nachteil besteht darin, daß sie fast gar keine Seitenbeweglichkeit besitzen, auch schwerer und teurer sind als geschweißte Gliederketten.

Gallsche Gelenkketten
von Zobel, Neubert und Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 400).

| Zulässige Belastung[1] $Q$ kg | Teilung oder Baulänge $l$ mm | Länge des Mittelbolzens $b$ mm | Durchmesser des Mittelbolzens $D$ mm | Zapfenstärke $d$ mm | Plattenzahl $i$ | Plattenstärke $s$ mm | Plattenbreite $h$ mm | Größte Breite der Kette $B$ mm | | Ungefähres Gewicht der Kette kg/lfd. m | Durchmesser des Schlußbolzens $d_1$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | 15 | 12 | 5 | 4 | 2 | 1,5 | 12 | 23 | ohne Unterlegscheiben vernietet | 0,7 | 6 |
| 250 | 20 | 15 | 7,5 | 6 | 2 | 2 | 15 | 28 | | 1 | 9 |
| 500 | 25 | 18 | 10 | 8 | 2 | 3 | 18 | 38 | | 2 | 12 |
| 750 | 30 | 20 | 11 | 9 | 4 | 2 | 20 | 45 | | 2,7 | 13 |
| 1 000 | 35 | 22 | 12 | 10 | 4 | 2 | 27 | 50 | | 3,8 | 15 |
| 1 500 | 40 | 25 | 14 | 12 | 4 | 2,5 | 30 | 60 | mit Unterlegscheiben vernietet | 5 | 18 |
| 2 000 | 45 | 30 | 17 | 14 | 4 | 3 | 35 | 67 | | 7,1 | 21 |
| 3 000 | 50 | 35 | 22 | 17,5 | 6 | 3 | 38 | 90 | | 11,1 | 26 |
| 4 000 | 55 | 40 | 24 | 21 | 6 | 4 | 40 | 110 | | 16,5 | 32 |
| 5 000 | 60 | 45 | 26 | 23 | 6 | 4 | 46 | 118 | | 19 | 34 |
| 6 000 | 65 | 45 | 28 | 24 | 6 | 4 | 53 | 125 | | 24 | 36 |
| 7 500 | 70 | 50 | 32 | 28 | 8 | 4,5 | 53 | 150 | | 31,5 | 40 |
| 10 000 | 80 | 60 | 34 | 30 | 8 | 4,5 | 65 | 165 | | 34 | 45 |
| 12 500 | 85 | 65 | 35 | 31 | 8 | 5 | 70 | 180 | | 44,8 | 47 |
| 15 000 | 90 | 70 | 38 | 34 | 8 | 5,5 | 75 | 195 | versplintet | 51,1 | 50 |
| 17 500 | 100 | 75 | 40 | 36 | 8 | 6 | 80 | 208 | | 58,1 | 54 |
| 20 000 | 110 | 80 | 43 | 38 | 8 | 6 | 85 | 215 | | 74,4 | 56 |
| 25 000 | 120 | 90 | 45 | 40 | 8 | 6,5 | 100 | 235 | | 83,3 | 60 |
| 30 000 | 130 | 100 | 50 | 45 | 8 | 7 | 106 | 255 | | 100 | 65 |

Die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen Gallschen Gelenkketten eignen sich auch für Triebwerkzwecke, sofern die Geschwindigkeit $v = 2,5$ m/sek nicht überschreitet. Es sollen aber die zulässigen Be-

[1]) Die zulässige Belastung entspricht ungefähr $1/6$ der Bruchbelastung.

lastungen in diesem Falle nur etwa 1/8 der in der Tabelle gegebenen betragen, da andernfalls die zwischen Zapfen und Laschen auftretenden starken Flächenpressungen einen baldigen Verschleiß der Kette herbeiführen.

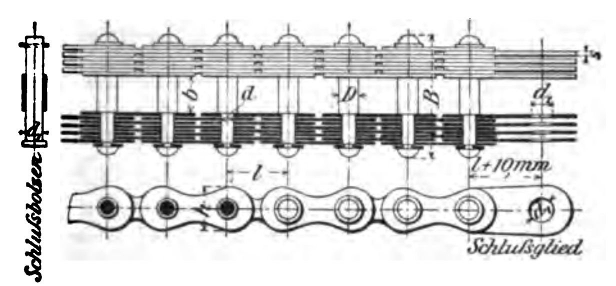



Fig. 400.

Für Triebwerkzwecke besser geeignet ist die Zobelsche Treibkette (Fig. 401). Bei dieser ist der hohle Innenbolzen *m* in fester

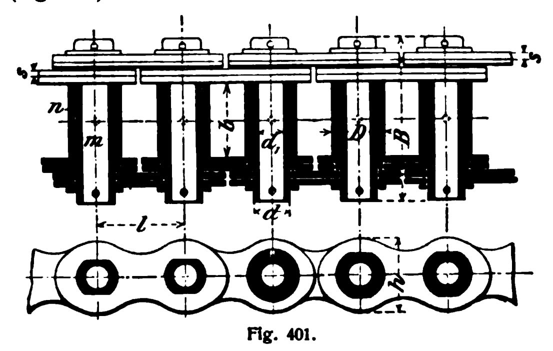


Fig. 401.

Verbindung mit den Außenlaschen, während die Innenlaschen auf einer den Bolzen *m* umschließenden Stahlhülse *n* befestigt sind. Da letztere im Betriebe auf dem Bolzen *m* gleitet, fallen die Auflageflächen weit größer und demnach die Pressungen in ihnen bedeutend geringer aus als bei der Gallschen Gelenkkette.

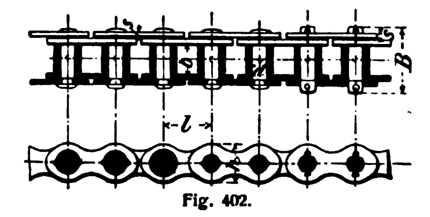


Fig. 402.

Kleinere Ketten erhalten statt der hohlen massive Innenbolzen, die, wie Fig. 402 zeigt, mit den Außenlaschen vernietet sind. Das Schlußglied zum Verbinden der Kette ohne Ende wird versplintet.

Bei größeren Ketten sind alle Glieder versplintet. Die in den Stahlhülsen $n$ befindlichen kleinen Löcher dienen zur Schmierung der Kette.

Zobelsche Treibketten
von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 401 und 402).

| Zulässige Belastung $Q$ kg | Teilung oder Baulänge $l$ mm | Freie Länge der Stahlhülse $b$ mm | Durchmesser der Stahlhülse $D$ mm | Durchmesser des Innenbolzens $d$ mm | Plattenzahl $i$ | Plattenstärke $s$ mm | Plattenbreite $h$ mm | Größte Breite der Kette $B$ mm | | Ungefähres Gewicht der Kette kg/lfd. m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | 20 | 14 | 10 | 6 | 2 | 2 | 14 | 30 | vernietete Bolzen | 1,6 |
| 150 | 20 | 16 | 12 | 7,5 | 2 | 3 | 16 | 38 | | 2,2 |
| 200 | 25 | 18 | 14 | 9 | 2 | 3 | 21 | 40 | | 2,5 |
| 300 | 30 | 20 | 17 | 11 | 2 | 3,5 | 25 | 46 | | 3,9 |
| 400 | 35 | 22 | 18 | 12 | 2 | 4 | 27 | 50 | | 4,1 |
| 500 | 40 | 25 | 20 | 14 | 2 | 4 | 30 | 54 | | 4,6 |
| 750 | 45 | 30 | 22 | 16 | 2 | 5 | 35 | 64 | | 6,7 |
| 1000 | 50 | 35 | 26 | 18 | 2 | 6 | 38 | 72 | | 9,0 |
| 1500 | 55 | 45 | 28 | 20 | 4 | 4 | 40 | 97 | | 13,0 |
| 2000 | 60 | 50 | 32 | 24 | 4 | 5 | 46 | 113 | mit Scheiben versplintet | 14,0 |
| 2500 | 65 | 55 | 36 | 28 | 4 | 5 | 53 | 120 | | 18,0 |
| 3000 | 70 | 60 | 40 | 32 | 4 | 5 | 60 | 125 | | 19,5 |
| 4000 | 80 | 70 | 44 | 34 | 6 | 4,5 | 65 | 146 | | 27,2 |
| 5000 | 90 | 80 | 48 | 36 | 6 | 4,5 | 75 | 156 | | 33,0 |

2. Zur Aufnahme der Laschenketten dienen aus Schmiedeisen, Gußstahl oder Hartguß hergestellte verzahnte Kettenräder (Daumenrollen), Fig. 403, mit seitlichen Rändern, auf die sich die Laschenköpfe auflegen.

Die Zähne erhalten dem Kettenbolzendurchmesser $D$ entsprechende Fußprofile; das Kopfprofil der Zähne wird durch Kreisbögen gebildet, die um die benachbarten Zapfenmittelpunkte geschlagen sind und so das freie Aus- und Einschwingen der Kettenbolzen gestatten.

Bezeichnet
$l$ die Baulänge der Kette,
$z$ die Zähnezahl des Kettenrades,

so ergibt sich dessen Teilkreishalbmesser nach Fig. 403 zu

$$R_1 = \frac{l}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{l}{2 \sin \frac{180^0}{z}}.$$

Als Leitrollen für Laschenketten werden zuweilen glatte cylindrische Scheiben verwendet, auf welche sich die Bolzen auflegen.

Die **kleinste Zähnezahl** ist durch die Rücksicht auf die erforderliche Wellenstärke bestimmt. Stellt man Kettenrad und Welle aus einem Stück her, so kann mit $z$ bis auf sieben Zähne heruntergegangen werden. Für gewöhnliche Leitrollen wählt man zur Verminderung der Kettenreibung $z$ meist größer — etwa zwischen 10 bis 30.

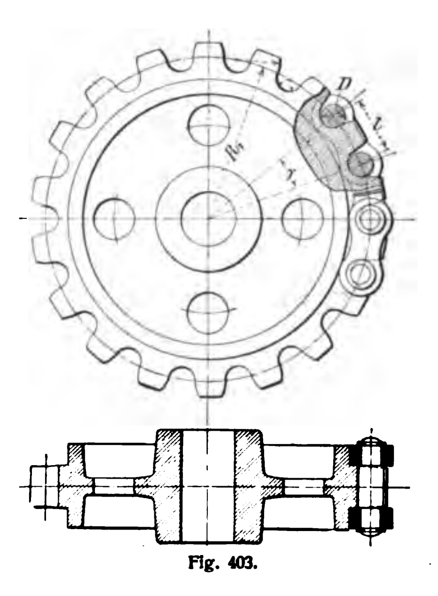


Fig. 403.

# C. Haken.

Die in der Regel aus vorzüglichem, zähem Schweißeisen gefertigten **Haken** werden als **einfache Haken** (Fig. 404, 408 und 409) oder — für sehr große Lasten — als **Doppelhaken** (Fig. 406) ausgeführt.

## a) Einfache Haken.

Bezeichnet in Fig. 404 $d_1$ den Kerndurchmesser der Schaftschraube, so folgt mit der zulässigen Zugbeanspruchung $k_z = 500$ kg/qcm für die Last $Q$.

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 \, 500.$$

Damit der Haken frei beweglich bleibt und sein Schaft nur auf **Zug** (nicht auf Biegung) beansprucht wird, ist zwischen Schaftmutter und Träger, in den er eingehängt ist, eine Scheibe mit kugelförmiger Unterfläche gelegt und das Auflager im Träger entsprechend ausgebildet, gleichzeitig die cylindrische Bohrung desselben genügend weit gehalten (s. auch Fig. 206, S. 247).

Es ist ferner der Schaft unterhalb des Gewindes in der Fig. 404 ersichtlichen Weise verstärkt. Durch diese Verstärkung wird auch bei unvollkommen beweglichen Haken den hier auftretenden Biegungsbeanspruchungen des Hakenschaftes zumeist Rechnung getragen.

Alle Hakenquerschnitte zwischen dem Schafte und dem tiefsten Punkte des Hakenmaules werden auf Biegung und auf Zug beansprucht.

Man erhält annähernde Werte für die erforderlichen **Querschnitts**-

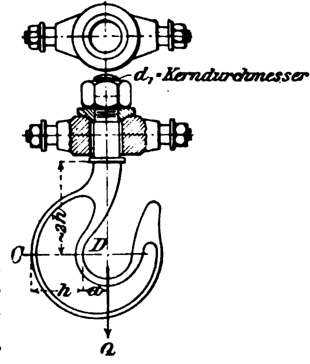



Fig. 404.

abmessungen, wenn man den Einfluß der Krümmung des Hakenmaules auf die Gesamtbeanspruchung des Hakens zunächst vernachlässigt und die Querschnitte unter der Annahme, daß sich der gekrümmte Haken wie ein senkrechter gerader Stab mit einseitiger Belastung verhält, berechnet.

Als geeignetste Querschnittsform für den Haken wählt man in der Regel das Trapez.

Bezeichnet $S$ (Fig. 405) den Schwerpunkt eines Trapezes, $e_1$ und $e_2$ die von der Schwerachse desselben am weitesten entfernten Fasern, $e_1 + e_2 = h$ die Höhe, $b_1$ und $b_2$ die parallelen Seiten des Trapezes, $F$ den Flächeninhalt und $J$ das Trägheitsmoment des Querschnittes unter der Annahme, daß der gefährliche Querschnitt $CD$ (Fig. 404) senkrecht zur Lastrichtung liegt, $a$ den Halbmesser der Hakenöffnung, $Q$ die Last, $k_z$ die Spannung der Fasern an der Innen- und $k$ diejenige an der Außenseite der Kröpfung, so erhält man

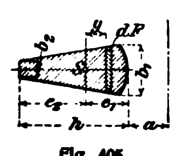


Fig. 405.

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 63$$

$$k = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_2}{J}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf Materialersparnis $k_z = k$, so folgt

$$\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J} = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_2}{J},$$

und hieraus

$$J = \frac{(a+e_1)(e_2-e_1)}{2} F \quad \ldots\ldots\ldots \quad 64$$

Ermittelt man die Werte für $e_1$, $e_2$, $J$ und $F$ aus den Querschnittsabmessungen $h$, $b_1$ und $b_2$ des Trapezes (s. S. 47) und setzt dieselben in Gl. 64 ein, so ist

$$h = \frac{a(b_1^2 - b_2^2)}{b_2^2 + b_1 b_2},$$

und schließlich

$$h = a\left(\frac{b_1}{b_2} - 1\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 65$$

Man wählt passend

$$\frac{b_1}{b_2} \leqq 3 \text{ bis } 4 \text{ und } \frac{h}{a} \leqq 2 \text{ bis } 3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 66$$

Es folgt weiter aus Gl. 64

$$\frac{a+e_1}{J} = \frac{2}{e_2 - e_1} \frac{1}{F}.$$

Setzt man diesen Wert in Gl. 63 ein, so erhält man

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{2Qe_1}{F(e_2 - e_1)}, \text{ oder}$$

$$\frac{k_z F}{Q} = 1 + \frac{2e_1}{e_2 - e_1}.$$

und nach Einsetzung der für $F$, $e_1$ und $e_2$ ermittelten Werte

$$b_1 - b_2 = \frac{6\,Q}{k_s h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 67$$

Mit Benutzung der Gleichungen 65, 66 und 67 lassen sich die Werte $h$, $b_1$ und $b_2$ im gefährlichen Querschnitte der Hakenkröpfung berechnen, sofern noch

für Seilhaken $a = 0{,}75\,d$ bis $d$,
„ Kettenhaken $a = d$ bis $1{,}5\,d$

($d$ bedeutet den der Last $Q$ entsprechenden Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke) und ferner mit Rücksicht auf den Einfluß der in der Rechnung zunächst vernachlässigten Hakenkrümmung $k_s \leq 750$ kg/qcm gesetzt wird.

Für die Ausführung rundet man die Ecken des trapezförmigen Grundprofiles dem in den Haken einzuhängenden Seil oder Kette (Ring) entsprechend ab und läßt dasselbe sowohl nach dem Schafte, wie auch nach der Hakenspitze zu allmählich in ein Kreisprofil übergehen.

Unter Berücksichtigung der Hakenkrümmung findet sich für den gefährlichen Querschnitt $CD$ (Fig. 405) allgemein

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F r} + \frac{M_b}{C F r} \frac{y}{r + y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 68^{1)}$$

Hierin bedeutet

$\sigma$ die Normalspannung einer beliebigen Faser im Abstande $y$ von der Schwerachse,

$r = a + e_1$ den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser und

$M_b = - Q\,r$ (negativ, weil das biegende Moment den ursprünglichen Krümmungshalbmesser zu vergrößern sucht).

Für die Spannungen $k_s$ und $k$ an der Innen- und Außenseite der Kröpfung wird in Gl. 68 $y = - e_1$ bezw. $= e_2$, und man erhält

$$k_s = \frac{Q}{C\,F} \frac{e_1}{r - e_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 69$$

und

$$k = - \frac{Q}{C\,F} \frac{e_2}{r + e_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 70$$

In diesen Gleichungen gilt für $C$ beim trapezförmigen Querschnitte

$$C = -1 + \frac{2\,r}{(b_1 + b_2)\,h} \left[ \left\{ b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (e_2 + r) \right\} ln \frac{-r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right]^{2)}.$$

[1] C. v. Bach, Elasticität und Festigkeit, 3. Aufl. S. 440 und 454, Berlin 1898, Julius Springer.

[2] Für die Ausführung erhält man genügend genaue Abmessungen mit dem Näherungswert

$$C = \frac{J}{F r^2},$$

womit Gl. 68 die einfachere Form annimmt

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F r} + \frac{M_b}{J} \frac{y}{1 + \frac{y}{r}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 68\,a$$

Bei Haken aus vorzüglichem Material kann $k_z \gtreqless 1000$ kg/qcm gesetzt werden.

Man verfährt bei der Hakenberechnung zweckmäßig in der Weise, daß zunächst die Querschnittsabmessungen ohne Berücksichtigung der Hakenkrümmung ermittelt, hierauf deren Zulässigkeit unter Berücksichtigung des Krümmungseinflusses nach Gl. 69 und 70 geprüft werden, um bei zu großer Materialbeanspruchung entsprechende Abänderungen treffen zu können.

### b) Doppelhaken.

Der Schaft ist wie beim einfachen Haken zu berechnen.

1. Für den **gefährlichen Querschnitt** des Hakens, der bei $CD$ (Fig. 406) liegen möge, ergibt sich durch Zerlegung der lotrecht wirkenden Last $\frac{Q}{2}$ die Normalkraft $\frac{Q}{2}\sin\varphi$ und die Schubkraft $\frac{Q}{2}\cos\varphi$; es ist ferner das biegende Moment $M_b = \frac{Q}{2}x$.

Vernachlässigt man die Schubkraft $\frac{Q}{2}\cos\varphi$ und bezeichnet wieder $r$ den Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser, $e$ den Halbmesser des kreisförmigen oder elliptischen Querschnittes, so ist in Gl. 68 für $C$ der Wert einzusetzen

$$C = \frac{1}{4}\left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{5}{64}\left(\frac{e}{r}\right)^6 + \dots$$

Die **größte Beanspruchung** ergibt sich für $y = -e$ zu

$$k_z = \frac{Q\sin\varphi}{2F} - \frac{Qx}{2Fr} + \frac{Qx}{2CFr}\frac{e}{r-e}.$$

Ist $r$ gegenüber $e$ ausreichend groß, so daß der Einfluß der Hakenkrümmung vernachlässigt werden kann, so findet sich

$$k_z = \frac{Q\sin\varphi}{2F} + \frac{Qx}{2\frac{J}{e}} = \frac{Q\sin\varphi}{2\pi e b} + \frac{Qx}{\frac{\pi}{2}e^2 b}.$$

2. Ist $\frac{Q}{2}$, wie es häufig vorkommt, **schief** zur Hakenlinie gerichtet (Fig. 406) so ist die Materialbeanspruchung wenigstens für zwei Querschnitte der entworfenen Kröpfung des Hakenmaules zu ermitteln. Im übrigen ist genau wie beim einfachen Haken zu verfahren.

### c) Hakengeschirre.

Damit sich der **leere** Haken beim Auslösen der Windensperrung selbsttätig mit genügender Geschwindigkeit senkt, werden häufig noch besondere **Belastungsgewichte** — Kugeln oder abgeflachte Kugeln aus Gußeisen — oberhalb des Hakens in die Lastkette eingeschaltet.

In Fig. 407 bildet das hohle Belastungsgewicht gleichzeitig den Schutzmantel für eine innen liegende Kegelfeder zum Abfangen der insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen auftretenden Stöße.

Die Feder wird mit einer gewissen Spannung eingesetzt und durch den Zug des in das obere Schekel geschlungenen Lastseiles vollständig zusammengepreßt.

Ein zwischen Federbügel und Lasthaken eingeschaltetes Kettenstück von etwa 1 m Länge gestattet ein bequemes Erfassen der Last.

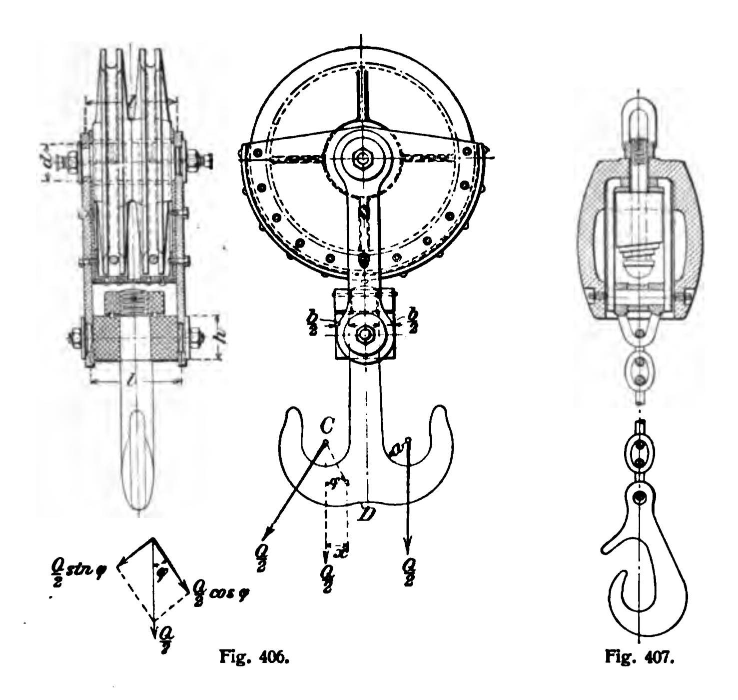



Fig. 406. Fig. 407.

In Fig. 408 bildet der kräftige gußeiserne Träger des für 12 000 kg Tragkraft berechneten Hakens gleichzeitig das Belastungsgewicht.

Um Haken auch bei starker Belastung drehen zu können, empfiehlt es sich, die gleitende Reibung durch rollende zu ersetzen (s. Fig. 406, und 409).

Fig. 409 zeigt einen einfachen Haken mit Stützkugellager der Hoffmann Manufacturing Co., Limited in Chelmsford (England).

Das Kugellager besteht aus zwei Ringen *a* und *b*, den zwischenliegenden Kugeln und einer diese Teile umschließenden Büchse *c* mit durchlochtem Boden, die sich auf den Hakenträger *t* stützt. Der Ring *a* ist auf dem Hakenschafte befestigt, der mit seiner Lauffläche im Ölbade ruhende Ring *b* beiderseits abgeschrägt und auf seiner oberen Fläche mit bordartigen Leisten versehen. Durch den in einer Nut der Büchse *c* liegenden Kupferring *d* soll das Herausspringen des Lauf-

ringes *a* aus der Büchse, durch ein unter der Schaftmutter liegendes Schutzblech das Eintreten gröberer Unreinigkeiten in dieselbe verhütet werden.

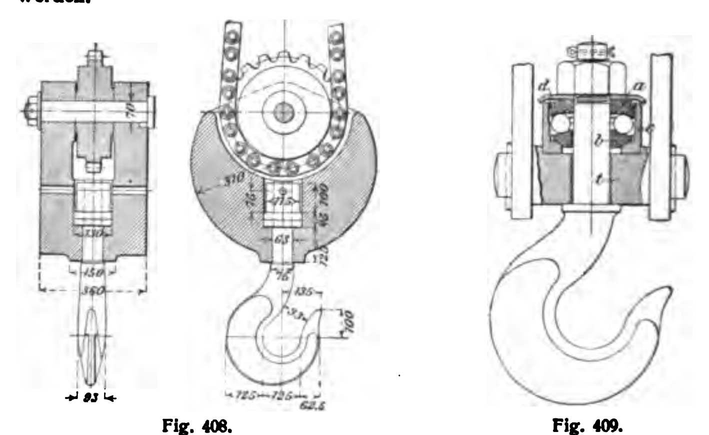


Fig. 408. Fig. 409.

Bezüglich der von den **Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken** in Berlin vorgeschlagenen Stützkugellager für Lasthaken ist auf S. 247 (Fig. 206) zu verweisen.

# VIII. Sperr- und Bremswerke[1]).

## A. Sperrwerke.

Sperrwerke dienen dazu, die Abwärtsbewegung aufgewundener Lasten zu verhindern. Sie bestehen aus einem Sperrade mit eingreifender Klinke (Sperrkegel) — **Klinkengesperre** — oder aus einem Rade mit glattem Umfange, dessen Feststellung durch einen excentrischen Daumen erfolgt — **Klemmgesperre**.

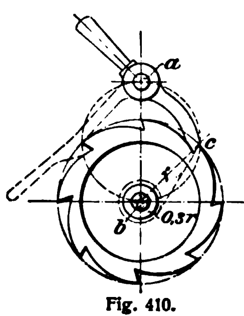



Fig. 410.

### a) Klinkengesperre.

Man unterscheidet Sperräder mit äußerer, innerer und seitlicher Verzahnung.

Fig. 410 zeigt ein Klinkengesperre mit **äußerer Verzahnung** des zugehörigen Rades.

Damit die Klinke sich leicht einlegt, kann der Winkel zwischen der Umfangs-

[1]) Vergl. **Ad. Ernst**, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

tangente an der Zahnspitze und der Zahnbrust größer als $\frac{\pi}{2}$ + dem Reibungswinkel gewählt werden. Zu dem Zwecke bestimmt man den Eingriffpunkt $c$ als Schnitt des um den Radmittelpunkt $b$ (mit dem Halbmesser $r$) geschlagenen Kreises mit dem Halbkreise über $a\,b$ ($a$ = Mittelpunkt des Klinkenzapfens) und zieht von diesem Punkte wie auch von allen übrigen Zahnspitzen Tangenten an einen mit 0,3 $r$ als Halbmesser um den Mittelpunkt $b$ geschlagenen Halbkreis. Um nicht zu spitze Zähne zu erhalten, empfiehlt es sich, die Brust der Sperrzähne einfach radial zu stellen.

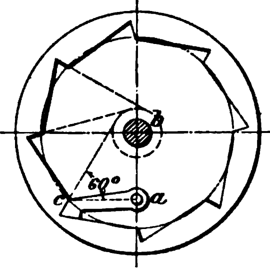


Fig. 411.

Die Klinke läßt man bis auf den Grund der Zahnlücke eingreifen; zuweilen wird sie als Sperrhaken ausgeführt (in Fig. 410 punktiert angedeutet).

Bei Sperrädern mit innerer Verzahnung (Fig. 411) bestimmt man den Eingriffpunkt der Klinke durch ein Lot in $a$ (Klinkenzapfenmittelpunkt) auf $a\,b$, welches den inneren Verzahnungskreis in $c$ schneidet. Der freie Schenkel eines hier angetragenen Winkels von 60° bildet eine geeignete Neigungsrichtung für die Zahnflanken.

Sperräder mit seitlicher Verzahnung (Fig. 412) erhalten eine um etwa 30° gegen die Ebene des Sperrades geneigte Klinke.



Fig. 412. Fig. 413.

Die Berechnung der Sperrzähne hat auf Biegungsfestigkeit (nicht auf Scheerfestigkeit) zu erfolgen.

Bedeutet

$P$ den Umfangsdruck in kg,

$b$ die Breite des Sperrades in cm,

$k_b$ die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,

so gilt (Fig. 413)

$$P\,x = W\,k_b = \frac{1}{6}\,b\,y^2\,k_b,$$

demnach

$$k_b = \frac{6\,P\,x}{b\,y^2}.$$

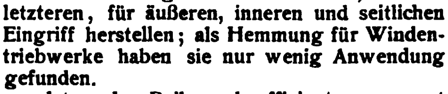
Die Berechnung ist für den Querschnitt durchzuführen, bei dem $\frac{x}{y^2}$ und somit auch $k_b$ am größten wird.

Hieraus folgt die erforderliche Zahnbreite $b$ für eine zulässige Biegungsbeanspruchung $k_b$. (Für Gußeisen $k_b \gtreqless 300$ kg/qcm, je nachdem Stoßwirkungen zu berücksichtigen sind.)

In der Praxis findet man meist Sperräder mit 8 bis 12 Zähnen.

### b) Klemmgesperre.

Die durch Reibung wirkenden Klemmgesperre haben vor Zahngesperren den Vorzug geräuschlosen Ganges. Sie lassen sich, wie die letzteren, für äußeren, inneren und seitlichen Eingriff herstellen; als Hemmung für Windentriebwerke haben sie nur wenig Anwendung gefunden.



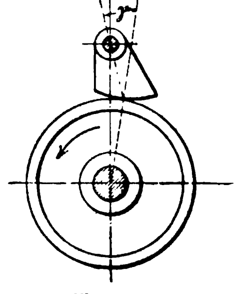


Fig. 414.

Ist $\mu$ der Reibungskoeffizient, so sperrt sich das Rad für die Drehung des in Fig. 414 ersichtlichen Pfeiles, sobald

$$\operatorname{tg} \gamma < \mu.$$

Für $\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$ folgt $\gamma = 5^0$ bis höchstens $8^0$.

Zur Vermeidung dieses kleinen Winkels, der unter Umständen eine rückläufige Bewegung des Sperrades verhindert, benutzt man Keilnuteneingriff.

Bezeichnet $\alpha$ den halben Keilnutenwinkel, so ist nach Gl. 14 (S. 134)

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

so daß z. B. für $\alpha = 15^0$ und $\mu = 0{,}1$ bis $0{,}15$

$$\operatorname{tg} \gamma < 0{,}28 \text{ bezw. } < 0{,}375.$$

Hiernach würde $\gamma = 15^0$ zulässig sein und bei ganz trocken gehaltenen Klemmgesperren $\gamma$ bis etwa $20^0$ anwachsen können.

## B. Bremswerke.

Der zur vollständigen oder teilweisen Vernichtung der Bewegungen einer Hebemaschine erforderliche Bremswiderstand kann durch gesteuerte Bremsen oder durch selbsttätige Bremsen hervorgebracht werden.

### a) Gesteuerte Bremsen.

Man unterscheidet

Backenbremsen,
Kegelbremsen und
Bandbremsen.

Zu diesen einfachen Bremsen, die unmittelbar von Hand, zuweilen auch durch mechanische oder elektrische Zwischenglieder und Spannmittel ein- und ausgerückt werden, kommen noch verschiedene Arten gekuppelter Sperr- und Bremswerke, die als Sperradbremsen und Sicherheitskurbeln bezeichnet werden.

## 1. Einfache Bremsen

### a) Backenbremsen.

Bezeichnet

$K$ den Druck am Bremshebelgriffe in kg,
$P$ die Bremskraft am Umfange der Bremsscheibe in kg,
$D$ den Backendruck in kg,
$\mu$ den Reibungskoeffizienten,

so ist, unter Bezugnahme auf Fig. 415 (abgesehen von Zapfenreibungen),

$$K a = D b \pm \mu D c = D (b \pm \mu c),$$

worin das **obere** Zeichen für die gezeichnete Drehrichtung (Linksdrehung), das **untere** Zeichen für die entgegengesetzte Drehrichtung (Rechtsdrehung) gilt.

Da

$$\mu D \geqq P \text{ oder } D \geqq \frac{P}{\mu}$$

sein muß, folgt

$$K a \geqq \frac{P}{\mu} (b \pm \mu c),$$

demnach

$$K \geqq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b}\right).$$

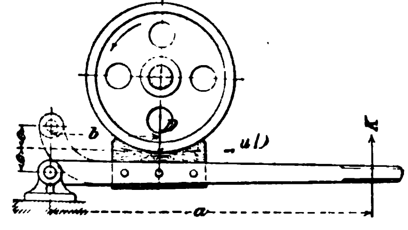


Fig. 415.

Die Gleichung zeigt, daß $K$ um so kleiner ausfällt, je kleiner $P$ ist; deshalb sind Bremsscheiben möglichst auf der Antriebwelle oder, wenn diese verschiebbar, auf der nächsten Vorlegewelle anzuordnen.

Für $\frac{b}{c} = \mu$ wird bei **rechts umlaufender** Bremsscheibe $K = o$ und für $\frac{b}{c} < \mu$ wird $K$ negativ, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig. Man nimmt jedoch stets das Verhältnis $\frac{b}{c}$ etwas größer als $\mu$.

Für die in Fig. 415 punktiert gezeichnete Lagerung des Bremshebels wird $c = -c$, also

$$K \geqq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b}\right).$$

In diesem Falle findet bei **links umlaufender** Bremsscheibe für $\frac{b}{c} < \mu$ ebenfalls selbsttätige Bremsung statt.

Für $c = o$ bleibt die Umfangsreibung der Bremsscheibe ohne Einfluß auf den Bremshebel. Dies ist für rechts- **und** linksgängig zu bremsende Wellen beachtenswert.

Der Reibungskoeffizient kann für Holz und Leder auf Eisen, trockene Flächen vorausgesetzt, $\mu \leqq 0{,}5$ und für Eisen auf Eisen $\mu = 0{,}18$ bis $0{,}25$ (mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmend) gesetzt werden.

Liegt der Bremshebel **oberhalb** der Scheibe, so sind, um ein Schleifen der Bremsbacke auf dieser beim Lastaufwinden zu verhüten, **Gegengewichte** erforderlich. Die einseitige Belastung der Bremswelle läßt sich beseitigen, sobald statt einer Backe zwei diametral gegenüber liegende Backen angeordnet werden, deren Anpressung an die Bremsscheibe durch eine Schraubenspindel mit Rechts- und Linksgewinde oder dergl. geschieht.

Bei den sog. **Magnetbremsen** steht der Bremshebel mit dem Anker eines Elektromagneten in Verbindung.

Ein bei Stromunterbrechung freigegebenes Gewicht bewirkt hier das **Schließen** der Bremse. Zuweilen wird mittels des vom Betriebsstrom erregten Elektromagneten ein **Öffnen** der für gewöhnlich geschlossenen Bremse herbeigeführt.

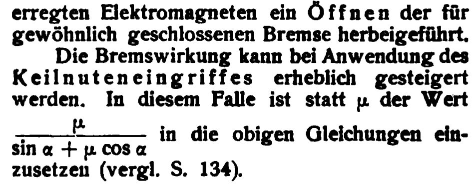


Fig. 416.

Die Bremswirkung kann bei Anwendung des **Keilnuteneingriffes** erheblich gesteigert werden. In diesem Falle ist statt $\mu$ der Wert $\frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$ in die obigen Gleichungen einzusetzen (vergl. S. 134).

### β) Kegelbremsen.

Die Kegelbremsen finden als Zubehörstücke von Sicherheitskurben Verwendung; als selbständige Bremsen werden sie selten benutzt. Ihre Bauart entspricht derjenigen der Kegelkupplungen, nur daß der verschiebbare Vollkegel durch seine Verbindung mit dem Einrückhebel gegen Drehung abgestützt ist.

Mit den bisherigen Bezeichnungen und unter Bezugnahme auf Fig 416 ist

$$K \geqq P\frac{b}{a}\,\frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}.$$

Der Kegelwinkel $\alpha$ ist etwa $15^0$ zu wählen.

### γ) Bandbremsen.

Die Bremswirkung erfolgt hier durch ein eisernes oder stählernes Band, das durch ein Hebelwerk fest um den Umfang der Bremsscheibe gespannt wird.

Fig. 417 zeigt die gewöhnliche Anordnung einer **einfachen** Bandbremse.

Bedeutet außer den vorstehenden Bezeichnungen

$S_1$ die Spannung im auflaufenden Trum,
$S_2$ „ „ „ ablaufenden „
$b_1$ den Hebelarm der Spannung $S_1$ (bezogen auf den Hebeldrehpunkt),
$\alpha$ den vom Bremsband umspannten Bogen,
$\mu$ den Reibungskoeffizienten,
$e$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

so ist nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen (vergl. S. 139)

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha},$$

ferner

$$P \leqq S_1 - S_2 \leqq S_2 (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Da $K = S_1 \frac{b_1}{a}$, folgt

$$K \geqq P \frac{b_1}{a} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad . \quad 71$$

Für die Berechnung des **Bremsbandes** ist die größte Spannung $S_1$ zugrunde zu legen.

Bezeichnet

$s$ die Dicke des Bremsbandes in cm,

$b$ die Breite des Bremsbandes in cm,

$k_z$ die zulässige Zugspannung des Bremsbandes in kg/qcm,

so ist

$$b \cdot s = \frac{P}{k_z} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Man wählt $s$ nicht über 0,3 bis 0,4 cm und $b \gtreqless 8$ cm.

Für den **Durchmesser der Bremsscheibe** genügt in den meisten Fällen 20 bis 40 cm.

Der Wert $e^{\mu\alpha}$ ist für $\mu = 0,18$ und für verschiedene Werte von $\alpha : 2\pi$ aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

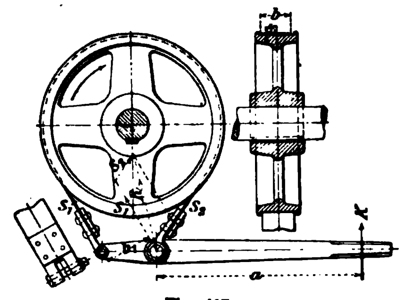



Fig. 417

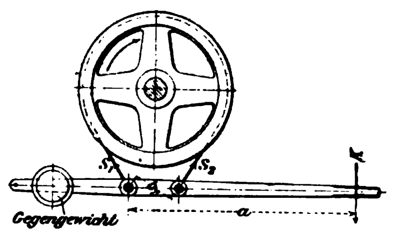



Fig. 418

| $\alpha : 2\pi =$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $e^{\mu\alpha} =$ | 1,12 | 1,25 | 1,40 | 1,57 | 1,76 | 1,97 | 2,21 | 2,47 | 2,77 |

Die Befestigung des Bremsbandes am Hebel geschieht durch Charniere und Bolzen; letztere werden durch die Spannkraft $S_1$ bezw. durch die Resultante $R$ von $S_1$ und $S_2$ auf Biegung beansprucht.

Wird nicht das auflaufende, sondern das ablaufende Trum durch den Hebel gespannt (Fig. 418), so ist

$$K = \frac{S_2 b_2}{a} = \frac{P b_2}{a} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Die Bremskraft $K$ fällt in diesem Falle kleiner aus als vordem; der umgekehrte Fall ergibt dagegen ruhigere Bremswirkung. Um ein Schleifen des Bandes auf dem Umfange der Bremsscheibe beim Lastaufwinden zu verhüten, ist ein Gegengewicht angeordnet.

Eine beliebige Verkleinerung der Bremskraft läßt sich mittels der **Differentialbremse** (Fig. 419 und 420) erreichen.

Es ist hier

$$K \geqq \frac{S_2 b_2 - S_1 b_1}{a} \geqq \frac{P}{a} \frac{b_2 - b_1 e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Für $b_2 = b_1 e^{\mu\alpha}$ wird $K = o$, d. h. die Bremse wirkt, sobald das Bremsband anliegt, selbsttätig; sie wirkt als Klemmgesperre sobald $\frac{b_2}{b_1} < e^{\mu\alpha}$.

Es empfiehlt sich auch hier, die Verhältnisse so zu wählen, daß keine selbsttätige Sperrung der Bremse eintritt. Man nimmt deshalb

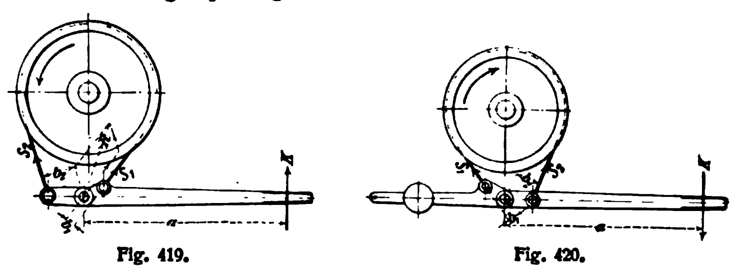


Fig. 419. Fig. 420.

$b_2$ stets etwas größer als $b_1 e^{\mu\alpha}$. (Für den häufig vorkommenden Fall $e^{\mu\alpha} = 2{,}21$ — entsprechend $\alpha : 2\pi = 0{,}7$ — kann $b_2 = 2{,}5\, b_1$ bis $3\, b_1$ gesetzt werden.)

Die Differentialbremse wirkt nur für eine bestimmte Umlaufrichtung der Bremsscheibe günstig. Für **wechselnde Umlaufrichtungen** der letzteren eignet sich die Fig. 421 ersichtliche Bandbremse, bei der die Bremskraft $K$ für beide Richtungen gleich groß ausfällt.

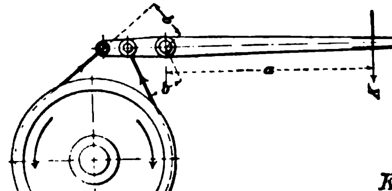


Fig. 421.

Mit den bisherigen Bezeichnungen wird für $b_1 = l_2$ (allgemein $= b$)

$$K \geqq \frac{P\, b}{a} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 72$$

Diese Gleichung zeigt, daß $K$ größer ausfällt als bei der einfachen Bandbremse, selbst wenn diese in der ungünstigsten Richtung umläuft, d. h. das **auflaufende** Band durch den Hebel gespannt wird.

Es ist für diesen Fall (mit $e^{\mu\alpha} = 2{,}21$) nach Gl. 71

$$K \geqq 1{,}83\, P \frac{b}{a},$$

während nach Gl. 72

$$K \geqq 2{,}65\, P \frac{b}{a}$$

wird.

Zuweilen werden die Bremsbänder behufs Erzielung eines größeren Reibungswiderstandes mit Holzklötzen belegt.

Fig. 423 (S. 436) zeigt diese Ausführung an einer Sperradbremse der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg.

Derartige Bremsen werden als Gliederbremsen bezeichnet.

## 2. Sperradbremsen.

Während bei den bisher besprochenen Bremsen die teilweise oder vollständige Vernichtung der Lasttriebkraft durch Schließen der Bremse bewirkt wird — diese im Ruhezustande sonach ungespannt bleibt und das Sinken der Last gestattet —, läßt sich die Anordnung auch so treffen, daß letzteres erst nach Lösen der durch Gewichts- oder Schraubendruck stets gespannten Bremse eintritt.

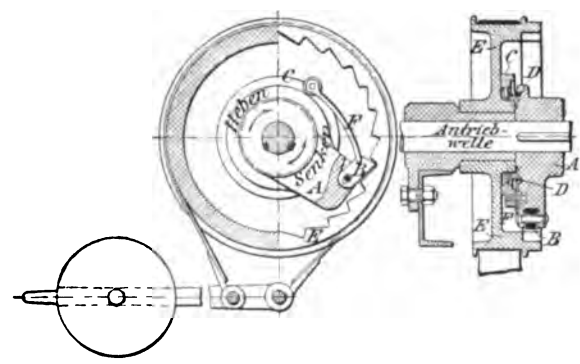



Fig. 422.

Zu dem Zwecke sitzt die Bremsscheibe lose drehbar auf einer Welle des Triebwerks und wird für den Rücklauf durch ein einseitig wirkendes Gesperre gekuppelt. Damit das Klappern der hierzu gehörigen Klinken beim Lastaufwinden in Wegfall kommt, sind häufig solche Sperradbremsen noch mit einem besonderen Reibzeug zum selbsttätigen Ein- und Ausschalten der Klinken versehen.

In Fig. 422 ist eine geräuschlose Sperradbremse nach Ausführung von Gebr. Weißmüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim dargestellt. Die Bremsscheibe $E$ sitzt lose auf einem entsprechend verlängerten Lager der Antriebwelle und wird mittels Bremsbandes, Hebels und angehängten Gewichtes stets gebremst erhalten. Auf der Antriebwelle festgekeilt ist die Kurbel $A$ mit der Klinke $B$; letztere greift in die Zähne der auf der Innenseite als Sperrad ausgebildeten Bremsscheibe und ist durch eine Zugstange $F$ mit dem losen Schleifring $C$ verbunden, dessen seitliche Anpressung gegen die Bremsscheibe $E$ durch eine Feder $D$ bewirkt wird. Beim Aufwinden wird der Schleifring durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und die Klinke ausgehoben; die umgekehrte Drehrichtung stellt durch die alsdann stützend wirkende Kuppelstange den Eingriff der Sperrzähne wieder her.

Fig. 423 zeigt eine geräuschlose Sperradbremse der **Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger** in Duisburg[1]).

Zum Ein- und Ausrücken der auf Bolzen des Zahnrades $R_2$ drehbar befestigten beiden Klinken *a* dient ein in der ausgedrehten Nut *c* der innen verzahnten Bremsscheibe liegender Schleifring *b*. Derselbe wird beim Lastaufwinden — entsprechend dem Sinne des Fig. 423 ersichtlichen Pfeiles — durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und dreht mittels der gleichfalls zurückbleibenden Bolzen *e* die Sperrklinken *a*, bis diese an die Stifte *d* anschlagen, worauf der Ring mit herumgenommen wird. Die umgekehrte Drehrichtung des Zahnrades $R_2$

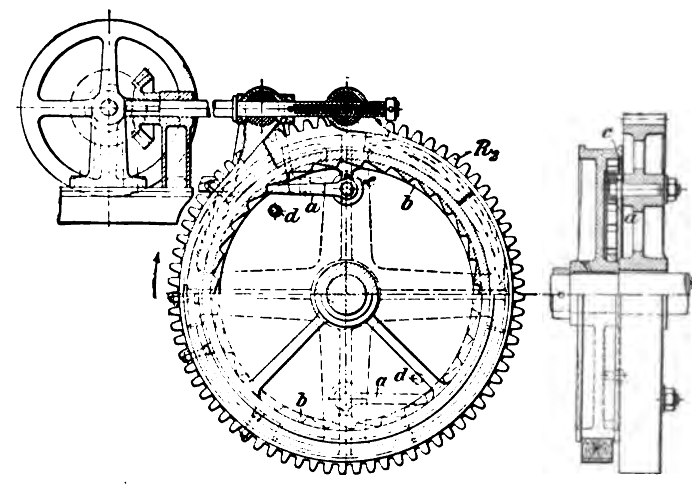



Fig. 423.

bewirkt in ähnlicher Weise das Einlegen der Sperrklinken und damit den weiteren Rücklauf bis zum Lüften des mit Ulmenholzklötzen belegten Bremsbandes. Letzteres sitzt mit dem einen Ende auf einer festen Welle, mit dem anderen auf einer Schraubenspindel, die mittels konischer Räder von einem Handrade (Kettenrade) aus gedreht wird[2]).

## 3. Sicherheitskurbeln.

Derartige Kurbeln bleiben beim Rücklaufe der Winde stehen und hindern den Lastniedergang selbsttätig, bis durch Rückwärtsdrehung der Kurbel eine in das Triebwerk eingeschaltete Reibungskupplung so weit gelöst wird, daß sie nur noch als Bremse wirkt.

---

[1]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1898, S. 823.

[2]) Auf gleicher Grundlage beruhen die Klinkenauslegungen der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann, von Mohr & Federhaff in Mannnheim u. a.

Bei der Fig. 424 ersichtlichen Sicherheitskurbel von Gebr. Weißmüller sitzen Lastantrieb $A$ und Bremstrommel $B$ lose auf der Kurbelwelle $C$. Mit der letzteren fest verbunden ist die den Mitnehmerzapfen $E$ tragende Muffe $D$, auf der sich lose die Sperrscheibe $F$ dreht, die beim Senken der Last durch eine Klinke festgestellt wird. An der Scheibe $F$ sind die Zapfen $G$ und $J$ zur Aufnahme der als Kupplungszaum dienenden Ringfeder $H$ bezw. des doppelarmigen Spannhebels $K$ befestigt.

Beim Drehen der Kurbel im Sinne des Pfeiles $a$ wird die Feder $H$ durch den in den Spannhebel $K$ eingreifenden Mitnehmerzapfen $E$ nach außen gedrängt und das Triebwerk gekuppelt.



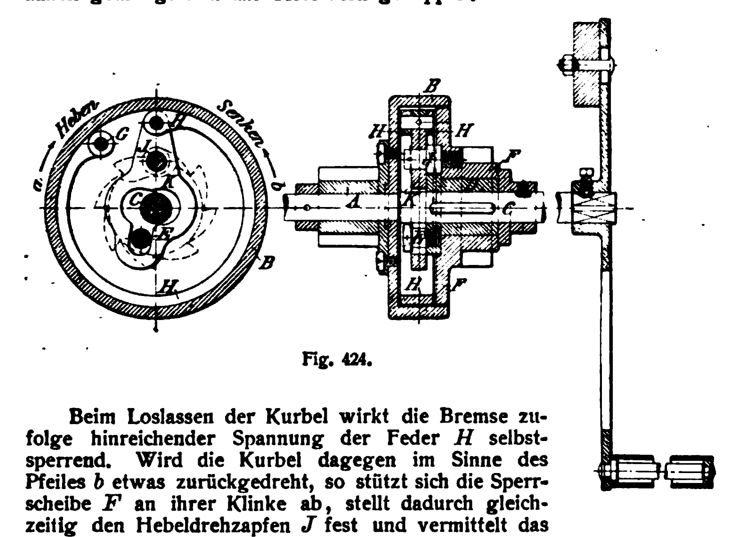



Fig. 424.

Beim Loslassen der Kurbel wirkt die Bremse zufolge hinreichender Spannung der Feder $H$ selbstsperrend. Wird die Kurbel dagegen im Sinne des Pfeiles $b$ etwas zurückgedreht, so stützt sich die Sperrscheibe $F$ an ihrer Klinke ab, stellt dadurch gleichzeitig den Hebeldrehzapfen $J$ fest und vermittelt das Lüften des Kupplungszaumes.

Gebr. Bolzani in Berlin benutzen als Kupplung zwischen Kurbel und Triebwerk mit Leder besetzte Reibungsscheiben. Die als Elastik-Bremskupplung bezeichnete Vorrichtung ist in Fig. 425 dargestellt.

Beim Lastaufwinden schraubt sich die Kurbel $e$ gegen die Scheibe $d$; diese, durch Nasen $d_1$ oder dergl. mit dem Bremscylinder $b$ gekuppelt, wirkt gegen die auf der Welle verschiebbaren Reibungsscheiben und zwar auf die letzteren mittels der zwischenliegenden Feder $i$. Die Scheibe $h_1$ drückt gegen den ebenen Boden des Bremscylinders $b$ und schließlich gegen einen Ansatz der Welle $a$, deren Mitnahme erfolgt, sobald der Reibungsschluß dem Lastmoment entspricht. Der Rücklauf der Last wird durch die am Bremscylinder $b$ angegossenen Sperrzähne $b_1$, zwischen welche die Klinke $c$ greift, verhindert. Ein Sinken der Last erfolgt, sobald die Reibungswiderstände beim Drehen der Kurbel im entsprechenden Sinne vermindert werden. Beim Loslassen der Kurbel findet wieder sofortige Bremswirkung statt.

Eine Bremskupplung für Sicherheitskurbeln der Maschinenfabrik Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh. zeigt Fig. 426. Es ist *a* die auf der Trommelwelle aufgekeilte Kupplungsscheibe, *b* ein lose auf dieser Welle drehbares Stirnrad und *c* ein mit *b* durch konzentrisch zur Welle gekrümmte Schienen *m* undrehbar verbundener, jedoch in achsialer Richtung beweglicher **Druckring**, dessen Verschiebung durch ein Stellzeug bewirkt wird. Dasselbe besteht aus drei an Bolzen *f* des Zahnrades hängenden Spannhebeln *e*, die mittels einer Druckmutter *k* in Tätigkeit gesetzt werden. Letztere führt sich auf der mit Außengewinde versehenen Nabenhülse *i* eines Handrades *h*, zwischen welches und den am Ende der Wellenverlängerung *g* sitzenden Stellring *n* — um einen elastischen und daher leicht regelbaren Bremsdruck herbeizuführen — eine kräftige Spiralfeder *o* eingeschaltet ist.

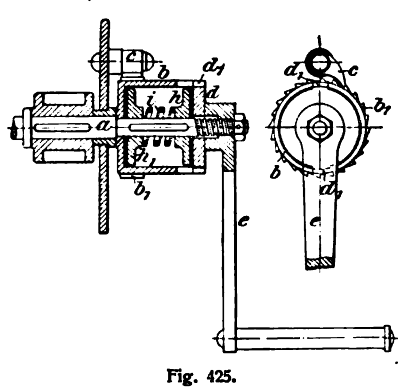


Fig. 425.

Durch Schließen des Stellzeuges mittels des Handrades *h* wird die Bremsscheibe zwischen Zahnrad und Druckring festgeklemmt, so daß sie

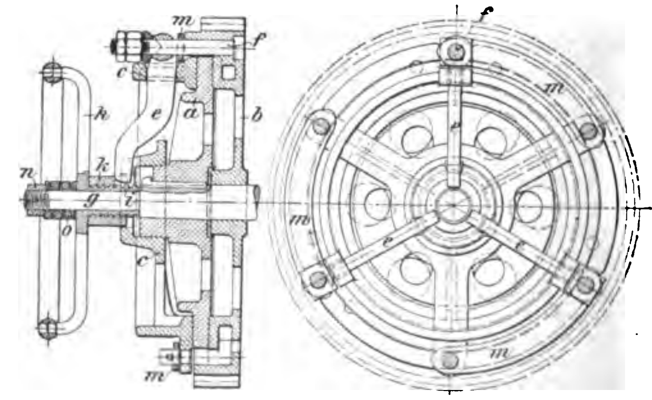


Fig. 426.

beim Lastheben samt ihrer Welle an der Drehung teilnimmt, während durch teilweises Lösen des Stellzeuges die Last dadurch gesenkt wird, daß bei gesperrt bleibendem Zahnrade die Bremsscheibe mit ihrer Welle frei umlaufen kann.

Damit die Mutter *k* an irgendwelcher Drehung verhindert wird, liegen die Enden der Hebel *e* in seitlichen Einschnitten derselben und anderseits in seitlichen Führungen am Druckringe.

## b) Selbsttätige Bremsen[1].

In der Hauptsache unterscheidet man, soweit es sich um selbsttätige mechanische Bremsen handelt, Schleuderbremsen und Drucklager- oder Senksperrbremsen. Die Wirksamkeit der Schleuderbremsen beschränkt sich auf die eines Geschwindigkeitsreglers für die sinkende Last. Man benutzt hierbei den Rücklauf des Windenräderwerkes, um bewegliche Klötze oder belastete Hebel durch

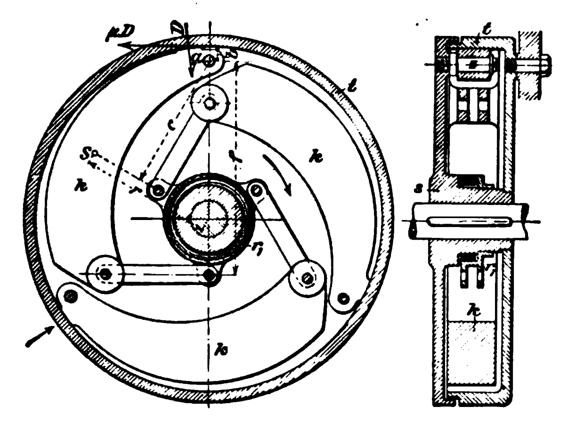


Fig. 427.

ihre Centrifugalkraft zum Ausschlag zu bringen und mit ihnen an einer ruhenden Scheibe einen Bremswiderstand zu erzeugen. In beiden Fällen ist für eine bestimmte Ausführung der jeweilige Bremswiderstand von der Umdrehungszahl der Bremswelle abhängig.

Bei der zweiten Gruppe der selbsttätigen mechanischen Bremsen — den Drucklager- oder Senksperrbremsen — wird zumeist der Widerstand, den die Last beim Anheben dem Windentriebwerk entgegensetzt, zum Schließen einer Reibkupplung benutzt, derart, daß die eine Hälfte derselben mittels eines einseitig wirkenden Sperrwerkes an der umgekehrten Drehrichtung gehindert, die gehobene Last infolgedessen frei schwebend festgehalten wird, wohingegen das Senken einen äußeren Antrieb verlangt, der den Reibungswiderstand der nunmehr als Bremse wirkenden Kupplung überwindet.

Die unter dem Namen „Geschwindigkeitsbremse" bekannte Schleuderbremse von E. Becker zeigt Fig. 427.

[1]) Vergl. „Kritik der neueren Senksperrbremsen" von Ad. Ernst (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1081).

Die Drehzapfen $z$ der sichelförmig gestalteten Bremsklötze $k$ sitzen seitlich in einer mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe $s$. Für die Wirkung der Klotzfliehkraft als Bremsdruck kommt das Verhältnis $\frac{a}{c}$, d. h. dasjenige des Abstandes der Mittellinie der den Bremswiderstand am Umfange der festen Trommel $t$ erzeugenden Druckflächen der Klötze zum Abstande des Schwerpunktes $S$ derselben von den Drehzapfen $z$ als Hebelübersetzung in Betracht.

Die Bremsklötze sind behufs gegenseitiger Ausgleichung ihrer Gewichte mittels Hängeschienen an eine lose auf der Scheibennabe drehbare Rotgußbüchse angeschlossen. Die in der letzteren liegende flache Spiralfeder ist mit einem Ende im inneren Umfange der Büchse, mit dem anderen in der Scheibennabe derart festgeklemmt, daß sie die Klötze vom Umfange der Bremstrommel abzieht, um damit unzeitige Bremswiderstände beim Aufwinden der Last und während mäßiger Rücklaufgeschwindigkeiten zu hindern. Durch entsprechende Drehung der Büchse läßt sich die Federspannung verstärken oder abschwächen.

Bezeichnet noch

- $D$ den Druck eines Bremsklotzes gegen den Trommelumfang bei der größten Umdrehungszahl $n$ der Bremswelle,
- $\mu$ den Reibungskoeffizient der Gleitflächen,
- $b$ den Hebelarm der Klotzreibung $\mu D$ in bezug auf seinen Drehzapfen,
- $F$ den Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz,
- $f$ den Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen $z$,
- $G$ das Gewicht eines Bremsklotzes,
- $r$ den Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte in m,
- $g$ die Fallbeschleunigung $= 9{,}81$ m,

so bestimmt sich die Fliehkraft eines Bremsklotzes durch

$$\frac{G\,4\,r^2\,\pi^2\,n^2}{g\,r\,60\cdot 60} = \frac{G}{g}\,\frac{4\,r\,\pi^2\,n^2}{60\cdot 60}.$$

Für Rechtsdrehung der Bremse gilt

$$D\,a + \mu\,D\,b + F\,f = \frac{G}{g}\,\frac{4\,r\,\pi^2\,n^2\,c}{60\cdot 60} \sim \frac{G\,r\,n^2\,c}{900}.$$

Ist $3\,P$ der von der sinkenden Last herrührende Umfangswiderstand der Bremstrommel, so muß für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze $\mu\,D \geqq P$ sein; hiermit folgt

$$P\left(\frac{a}{\mu} + b\right) + F\,f = \frac{G\,r\,n^2\,c}{900}$$

und

$$G \geqq \left[P\left(\frac{a}{\mu\,c} + \frac{b}{c}\right) + F\,\frac{f}{c}\right]\frac{900}{r\,n^2}.$$

Das Verhältnis $\frac{a}{c}$ läßt sich ohne Schwierigkeit in den Grenzen $^1/_8$ bis $^1/_{12}$ halten.

Die Schleuderbremse kann, wenn man zum Antreiben eine durch den Lastrücklauf mit dem Triebwerk gekuppelte Sperradscheibe benutzt, während des Lastaufwindens vollständig ausgeschaltet werden (vergl. „Konsolwinden" von E. Becker).

Zu einer elektrisch betriebenen Laufwinde mit Stirnrädervorgelege von 3800 kg Tragfähigkeit gehört die Fig. 428 und 429 ersichtliche Drucklagerbremse der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Abteilung Unruh & Liebig in Leipzig.

Die beiden aus geschmiedetem Stahl gefertigten Sperräder *a* und *b* mit versetzter Teilung sitzen lose auf den Naben zweier durch Kupferniete miteinander verbundenen Scheiben *s* und *t* aus Phosphorbronze und zwischen den aus gleichem Material hergestellten Klemmkuppelscheiben *d* und *c* einer Welle *f*, die durch ein Stirnrädervorgelege mit Rohhauttrieb von dem Elektromotor der Winde angetrieben wird. Kuppelscheibe *c*, wie auch die Zwischenscheiben *s* und *t* greifen über den vierkantig gehaltenen Teil der Welle *f*, so daß sie gezwungen sind, die Drehung derselben mitzumachen; erstere stützt sich hierbei mit ihrer rechtsseitigen Nabe gegen einen festen Wellenbund. Die Muffenscheibe *d* ist mit dem Ritzel für den Antrieb der nächsten Vorgelegewelle zusammengegossen und mit einem dem dreigängigen Flachgewinde der Welle entsprechenden Muttergewinde versehen. Das auf der Welle *f* sitzende Zahnrad trägt noch einen Scheibenkranz mit eingedrehter Ringnut, in welche der zweiteilige Stellzaum *i* der Sperrklinke *g* zu liegen kommt, dessen Reibungsschluß durch einen Klemmbolzen *h* mit untergelegten Spiralfedern nach Bedürfnis eingestellt werden kann und mittels Lenkschiene *m*, Hebels *n* und Bolzen *o* die Klinke *g* selbsttätig ein- und auslegt.

Beim Lastheben wird das Ritzel *d* bis zum Schluß der Reibkupplung nach rechts geschraubt und gleich im Beginne der Bewegung die Sperrklinke *g* durch den Reibungsschluß ihres Steuerzaumes mittels der Lenkschiene *m* u. s. w. nach außen gedrängt. Sobald man den Motor abstellt, sucht sich die Welle unter dem Einflusse der Last rückwärtszudrehen. Die kleine hierbei im Sinne der Lastsenkung eintretende Bewegung führt die Sperrklinke durch den Stellzaum selbsttätig in die Eingrifflage zurück und hindert das weitere Sinken der Last, die ihrerseits das Spannwerk der Kupplung geschlossen hält.

Beim Senken des unbelasteten Lasthakens wird die Senksperrbremse durch die Trägheit und Reibungswiderstände der Seiltrommel mit zugehörigem Rädervorgelege ganz gelöst. Das mit steilgängigem Gewinde und zwei Zahnklauen versehene Ritzel schraubt sich dann so weit von den Reibscheiben, bis dasselbe an dem ebenfalls mit Klauen versehenen Stellring *p* seine Begrenzung findet, wobei die Zahnklauen ein Festklemmen wirksam verhindern. Zum genauen Anhalten der Last wird in der Regel noch eine zweite, elektrisch lösbare Holzbandbremse angeordnet.

Bei umgekehrtem Antriebe der Welle — durch Umsteuern des Motors zum Senken der Last — sucht die Druckschraube die Kupplung zu lüften, weil ihr Reibungsschluß und die Sperrklinke anfänglich die Drehung des gegen die Sperrscheiben wirkenden Ritzels *d* hindern und ihm nur das lineare Ausweichen nach links gestatten. Sobald aber die Lüftung so weit geht, daß die Ritzelscheibe *d* unter der Einwirkung des Lastzuges selbsttätig vorzueilen beginnt, wirkt diese relative

Drehung sofort wieder im Sinne des Zusammenschraubens der Kupplung und bringt die Last wieder unter die Gewalt der Brems- und Sperr-

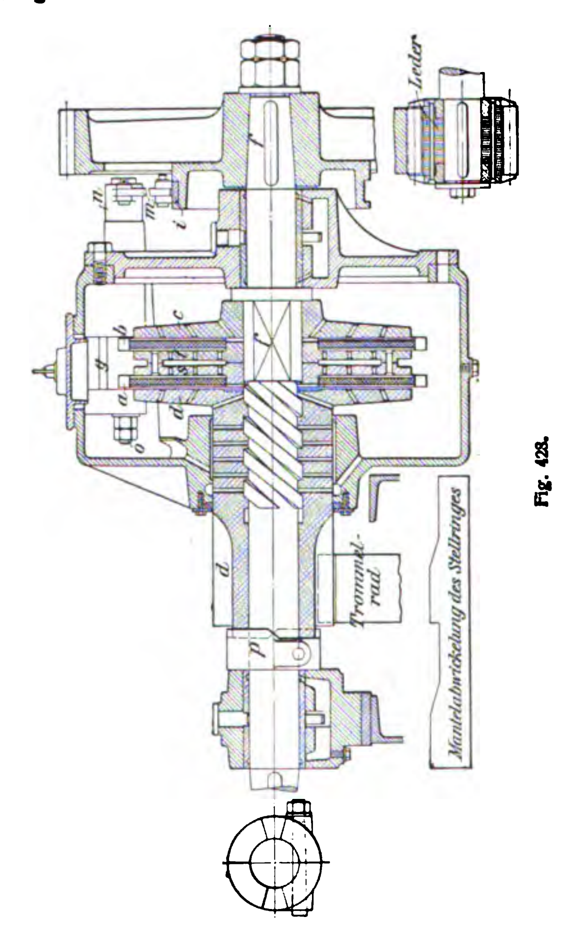



Fig. 428.

wirkung, bis sich durch den fortgesetzten Rücklauf des Motors das Lüftspiel aufs neue wiederholt.

Damit der durch den Widerstand der Last beim Anheben in der Kupplung erzeugte Reibungsschluß auch genügt, um die schwebende Last festzuhalten, laufen die mit je acht radialen Schmiernuten versehenen beiden Sperräder in einem mit Öl angefüllten geschlossenen

Gehäuse. Das Öl wird bei der Drehbewegung der Bremse an den Seitenwänden des Gehäuses hochgeschleudert und gezwungen, seinen

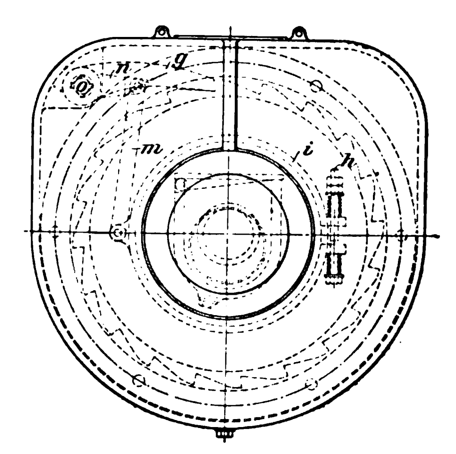



Fig. 429.

Weg durch die Lager zu nehmen, wodurch eine gleichmäßige Schmierung der Druckschraube und eine unveränderte Größe der Reibungskoeffizienten für beide in Betracht kommenden Momente, also eine sichere Selbsthemmung gewährleistet ist.

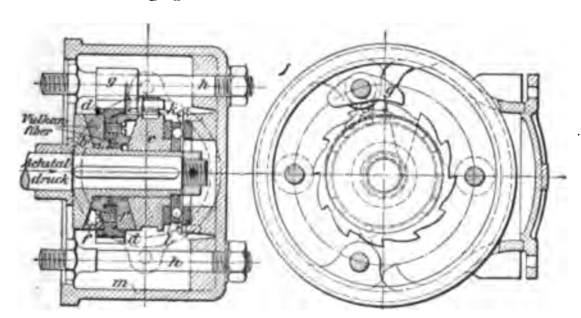


Fig. 430.

Die bei Motor-Laufwinden mit Schneckenvorgelege Verwendung findende Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik A.-G. ist, wie Fig. 430 erkennen läßt, in Verbindung mit einem Kugelstützlager *l* am Ende der Schneckenwelle in einer ebenfalls geschlossenen, mittels Bolzen *h* gegen das Schneckengehäuse geschraubten Büchse *m* eingebaut und besteht aus zwei achsial gegeneinander ver-

schiebbaren Reibscheiben *b* und *c* mit zwischenliegender, außen verzahnter Sperrscheibe *d*, die beiderseits mit kegelförmig ausgedrehten starken Vulkanfiberplatten *f* verbunden ist. Die Sperrscheibe wird durch die zugehörige Klinke *g* gehindert, an der Drehung im Sinne des Lasthakens teilzunehmen, und hält durch ihre Sperrbremswirkung auf die Gegenscheiben *b* und *c* die gehobene Last freischwebend fest, bis der Motor im Sinne des Senkens in Tätigkeit gesetzt wird und diesen Widerstand überwindet. Die Senkgeschwindigkeit der Last steht also in vollkommen zwangläufiger Abhängigkeit von der Motorgeschwindigkeit und damit von der elektrischen Anlaß-Steuervorrichtung. Der Arbeitsaufwand zum Senken bleibt in einem festen Verhältnis zur Hubarbeit für die gleiche Last, weil der Anpressungsdruck der Bremse der Last proportional ist.

Die auf einem der Bolzen *h* sitzende Sperrklinke arbeitet auch hier geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Klemmzaum *k* aus Federstahl, der sich mit kleinen Lederplättchen in der Ringnut des Druckstückes *c* genügend fest anpreßt, um den mit einem Zapfen angekuppelten Steuerarm der Klinke *g* im Sinne der Drehung von *c* durch den Reibungsschluß mitzunehmen und in bekannter Weise die Klinke beim Lastaufwinden vom Sperrade zu entfernen, im Beginn einer angestrebten Rückwärtsdrehung aber sofort einzulegen.

Zufolge der Ölfüllung des Bremsgehäuses bezw. des dadurch dauernd unverändert erhaltenen Reibungskoeffizienten läßt sich auch mittels dieser Bremse eine vollkommen zwangläufige Senkgeschwindigkeit erreichen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1045).

Die zuerst von E. Becker in Berlin mit durchschlagendem Erfolg für Schraubenflaschenzüge benutzte grundlegende Konstruktion einer Drucklagerbremse findet sich unter „Flaschenzüge“ (S. 451) beschrieben.

## Vierter Abschnitt.

# Arbeitsmaschinen.

## I. Lasthebemaschinen[1]).

### Allgemeines.

Bezeichnet

$Q$ die Nutzlast,

$P$ die wirkliche Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last $Q$ und der hierbei in der Maschine auftretenden schädlichen Widerstände erforderliche Kraft,

$P_0$ die ideelle Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last $Q$ ohne Berücksichtigung etwaiger Widerstände erforderliche Kraft,

so nennt man das Verhältnis der ideellen zur wirklichen Triebkraft den Wirkungsgrad (das Güteverhältnis) einer Maschine und bezeichnet denselben mit $\eta$, so daß

$$\eta = \frac{P_0}{P}.$$

Der Wirkungsgrad einer zusammengesetzten Maschine ist gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden ihrer einzelnen Getriebe.

Stehen $n$ einfache Getriebe, deren Wirkungsgrade $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots . \eta_n$ sein mögen, miteinander im fortlaufenden Eingriffe, so ist der Gesamtwirkungsgrad der Maschine

$$\eta = \eta_1 \, \eta_2 \, \eta_3 \ldots . \eta_n.$$

Bedeutet

$h$ die Hubhöhe der Last $Q$ in m,

$s$ den während des Lasthubes zurückgelegten Weg der treibenden Kraft $P$ in Richtung der Kraft,

$W_1, W_2 \ldots .$ die schädlichen Widerstände der Maschine,

$w_1, w_2 \ldots .$ die Wege, auf denen dieselben in Richtung der Widerstände wirksam sind,

so folgt für den Beharrungszustand der Maschine

$$P s = Q h + W_1 w_1 + W_2 w_2 \ldots .,$$

$$\text{d. h. } P s = Q h + \Sigma W w.$$

---

[1]) S. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge (Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen)", 4. Auflage, Berlin 1903, Julius Springer.

Es ist ferner

$$P_0 s = Q h;\ P_0 = Q \frac{h}{s};$$

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1}{\eta} Q \frac{h}{s}.$$

Für den **Entwurf einer Maschine** ist der Wirkungsgrad derselben **im voraus** zu bestimmen.

## A. Rollen.

Je nach der besonderen Anordnung finden die Rollen in Verbindung mit einem Seil oder einer Kette als **Leitrollen** oder als **Arbeitsrollen** zur Kraft- und Hubübersetzung Verwendung. Erstere werden bei fester Lagerung der Rollenachsen als **feste Rollen** (Fig. 431), letztere, sobald man das Rollenachsenlager beweglich anordnet, als **lose Rollen**, und zwar je nach der Größe der verfügbaren Triebkraft als **lose Lastrollen** (Fig. 432) oder als **lose Treibrollen** (Fig. 433), bezeichnet.

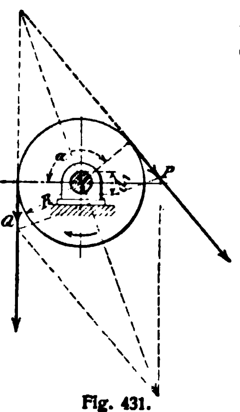


Fig. 431.

Der Wirkungsgrad der Rollen ergibt sich unter Berücksichtigung der Seilsteifigkeit bezw. der Kettenreibung und der Zapfenreibung.

Es bezeichne noch

- $d$ den Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke (bezw. den Gelenkbolzendurchmesser) in cm,
- $R$ den Halbmesser der Rolle in cm, gemessen bis Mitte Seil oder Kette,
- $d_1$ den Zapfendurchmesser der Rolle in cm,
- $\mu_1$ den Koeffizienten der Zapfenreibung,
- $\alpha$ den Centriwinkel des umspannten Bogens,
- $x$ das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden, d. h. bei **festen** Rollen

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = x.$$

### a) Feste Rollen (Fig. 431).

#### 1. Hanfseilrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}12\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R}.$$

Für **parallele Seilrichtungen** ist $\alpha = 180^0$, demnach

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}12\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \quad . \ 73$$

Man wählt

$$R = 4\, d,\ d_1 = 0{,}8\, d,\ \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich für

| $d =$ | 1,6 | 2,6 | 3,6 | 4,6 | 5,2 cm |
|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{P}{Q} = x =$ | 1,05 bis 1,08 | 1,05 bis 1,1 | 1,07 bis 1,12 | 1,09 bis 1,15 | 1,1 bis 1,17 |
| $\eta = \frac{1}{x} =$ | 0,96 bis 0,94 | 0,95 bis 0,91 | 0,93 bis 0,89 | 0,92 bis 0,87 | 0,91 bis 0,85 |

### 2. Drahtseilrollen.

Für den Wirkungsgrad von Drahtseilen liegen ausreichend umfassende Versuche zurzeit noch nicht vor. A. Ernst ermittelte für Seile mit $d = 1{,}6$ bis $1{,}8$ cm — aus je 6 Litzen zu 24 Drähten von 0,9 und 1 mm Dicke mit Hanfseilen in den Litzen sowie im Seilkern und entgegengesetzter Windung der Drähte und der Litzen hergestellt — bei $R = 30$ cm und $d_1 = 4$ cm im Mittel

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = 1{,}04.$$

### 3. Kettenrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin\frac{\alpha}{2}}{R} \quad . \quad 74$$

Für den gewöhnlichen Fall $\alpha = 180^0$ wird

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \quad . \quad . \quad 75$$

Man wählt

$$R = 10\,d, \; d_1 = 3\,d, \; \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich, unabhängig von $d$, je nach der Größe der Kettenreibung,

$$\frac{P}{Q} = x = 1{,}044 \text{ bis } 1{,}06 \text{ bezw.}$$

$$\eta = \frac{1}{x} = 0{,}96 \text{ bis } 0{,}94.$$

Für verzahnte Kettenrollen ist $x = 1{,}06$ bezw. $\eta = 0{,}94$ zu setzen.

## b) Lose Rollen.

### 1. Lose Lastrollen (Fig. 432).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R + 0{,}06\,d^2}{R + 0{,}12\,d^2 + \mu_1 \frac{d_1}{2}} \text{ bis } \frac{R + 0{,}03\,d^2}{R + 0{,}06\,d^2 + \mu_1 \frac{d_1}{2}}.$$

Man wählt

$$R = 4\,d,\ d_1 = 0{,}8\,d,\ \mu_1 = 0{,}08;$$

damit ergibt sich für

| $d =$ | 1,6 | 2,6 | 3,6 | 4,6 | 5,2 cm |
|---|---|---|---|---|---|
| $\eta =$ | 0,97 bis 0,98 | 0,96 bis 0,97 | 0,94 bis 0,97 | 0,93 bis 0,96 | 0,93 bis 0,96 |

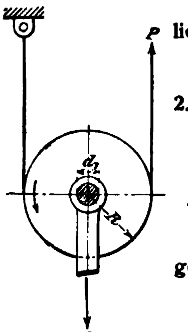



Fig. 432.

Für Kettenrollen von beliebiger Eisenstärke erhält man

$$\eta = 0{,}97 \text{ bis } 0{,}98.$$

2. Lose Treibrollen (Fig. 433).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0{,}06\,d^2} \text{ bis } \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0{,}03\,d^2}.$$

Für Kettenrollen kann wieder gesetzt werden

$$\eta = 0{,}97 \text{ bis } 0{,}98.$$

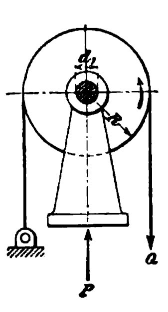



Fig. 433.

Das Verhältnis $x$ der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden bestimmt sich für lose Rollen aus den Gleichungen 74 und 75 wie für feste Rollen, da hierauf die feste Lagerung der Achse oder ihre auf- und absteigende Bewegung keinen Einfluß hat.

Man erhält dann

$$\text{für lose Lastrollen } P = Q\,\frac{x}{1+x} \text{ und}$$

$$\text{für lose Treibrollen } P = Q\,(1 + x).$$

(Über die Ausführung der Rollen s. unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben“, S. 400 u. f.)

## B. Flaschenzüge.

### a) Gewöhnliche Rollenzüge.

Dieselben werden sowohl als selbständige Hebezeuge wie als Hilfstriebwerke in Verbindung mit Rädervorgelegen bei schweren Winden benutzt; sie bestehen, wie Fig. 434 ersichtlich, aus einem unteren und oberen Gehäuse $a$ bezw. $b$ — den sogenannten Flaschen oder Kloben — zur Aufnahme der losen bezw. festen Rollen, über welche nacheinander ein einziges, durch den ganzen Rollenzug fortlaufendes Seil oder eine Kette geführt wird.

Bezeichnet

$n$ die Anzahl der Rollen (gerade oder ungerade, je nach der Befestigung des einen Seil- oder Kettenendes),

$x$ die in den Gleichuugen 73 und 75 ermittelten Werte,

$\eta$ den Wirkungsgrad des Rollenzuges,

so gilt für Lastrollenzüge, falls das Zugtrum von einer festen Rolle abläuft (Fig. 434)

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^n - 1};\ \eta = \frac{1}{n\,x^n}\,\frac{x^n - 1}{x - 1} \quad \ldots\ldots \quad 76$$

| | Hieraus folgt für $n =$ 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|
| Mittelwert für Ketten: | $x = 1{,}05$; $\eta = 0{,}88$ | 0,86 | 0,85 | 0,82 | 0,80 |
| Mittelwert für Hanfseile | $x = 1{,}10$; $\eta = 0{,}80$ | 0,75 | 0,71 | 0,68 | 0,65 |
| | $x = 1{,}15$; $\eta = 0{,}71$ | 0,66 | 0,62 | 0,58 | 0,54 |

Der Wirkungsgrad von Drahtseilflaschenzügen läßt sich für Rollen mit einem Durchmesser $D \geq 500\,d$ und Drahtdicken $d \leq 1$ mm aus der vorstehenden Gleichung 76 mit $x = 1{,}04$ und für $D = 400\,d$ aus dieser Gleichung mit $x = 1{,}06$ annähernd ermitteln.

In Fig. 406 (S. 427) hängt der Lasthaken bezw. der Hakenträger in einer Flasche mit 2 Drahtseilrollen; es verteilt sich hier die Last $Q$ auf 4 Seile, deren Stärke somit für eine Belastung von je $\frac{Q}{4}$ zu berechnen ist.

Für den Durchmesser $d$ der Rollenachse folgt, wenn $l$ die Länge derselben bis zu den Auflagermitten bezeichnet,

$$\frac{Q\,l}{8} = 0{,}1\,d^3\,k_b, \text{ d. h. } d = \sqrt[3]{\frac{10\,Q\,l}{8\,k_b}}.$$

Die Biegungsbeanspruchung kann mit gleichzeitiger Rücksicht auf die erforderliche Beschränkung der spezifischen Nabenpressung für schmiedeiserne Achsen $k_b = 600$ kg/qcm genommen werden.

Die Hängeschienen sind an beiden Enden zur Aufnahme der Rollenachse bezw. der Zapfen des Hakenträgers verstärkt; sie werden außer auf Zug durch den schiefen Kettenzug noch auf Biegung beansprucht und deshalb zumeist stärker gehalten, als die vorzunehmende Berechnung auf Zug durch die Last $Q$ ergibt.

Der gefährliche Querschnitt des Hakenträgers liegt in der Mitte. Bezeichnen $h$ und $b$ Höhe und Breite des rechteckigen Querschnittes, so gilt

$$\frac{Q\,l}{4} = \frac{b\,h^2}{6}\,k_b.$$

Die Biegungsbeanspruchung $k_b$ darf hier auf 900 kg/qcm gesteigert werden.

Die Zapfen des Hakenträgers sind ebenfalls auf Biegung unter Berücksichtigung eines zulässigen Flächendruckes zu berechnen.

Zuweilen werden die Hängeschienen mit dem zugehörigen Hakenträger aus einem Stück hergestellt.

Als selbständige Hebezeuge verlieren die gewöhnlichen Rollenzüge insbesondere deshalb an

b
P
a
Q
Fig. 434.

Wert, weil sie keine Vorkehrungen zum Festhalten der schwebenden Last haben. Zwar sind solche Rollenzüge, um dies zu erreichen, mit selbsttätigen Sperrvorrichtungen — für die Lastsenkung zuweilen auch noch mit besonderen Bremsvorrichtungen -- ausgestattet worden, doch finden sie mit diesen Verbesserungen nur selten Anwendung.

## b) Selbsthemmende Flaschenzüge.

### 1. Differential-Flaschenzug von Weston.

Bei diesem Flaschenzug genügen, zufolge Anwendung einer Doppelrolle, die Widerstände der Ketten- und Zapfenreibung, um das Drehmoment der Last zu vernichten und die Selbsthemmung herbeizuführen. Der Zug besteht, wie Fig. 435 erkennen läßt, aus drei Rollen, von denen zwei mit verschiedenem Durchmesser und mit Umfangsdaumen zum Einlegen einer kalibrierten Kette fest miteinander verbunden und in der oberen Flasche gelagert sind, während die dritte Rolle mit glatter Umfangsnut in der unteren losen Flasche untergebracht ist.

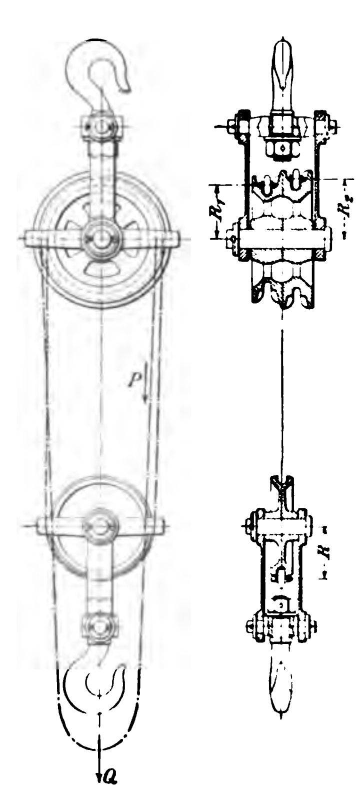



Fig. 435.

Bezeichnet

$R_1$ den Halbmesser der kleineren oberen Rolle,

$R_2$ den Halbmesser der größeren oberen Rolle,

$R$ den Halbmesser der losen Rolle,

so ist zunächst das ideelle Übersetzungsverhältnis ($P_0$ s. S. 445)

$$\frac{P_0}{Q} = \frac{R_2 - R_1}{2 R_2} = \frac{1-n}{2} = \varphi,$$

wenn $\frac{R_1}{R_2} = n$ gesetzt wird.

Unter Berücksichtigung der Zapfen- und Kettenreibung folgt die wirkliche Triebkraft $P$ für das Heben der Last aus

$$\frac{P}{Q} = \frac{x^2 - n}{1 + x},$$

worin $x$ den in Gl. 75 ermittelten Wert ($x = 1{,}044$ bis $1{,}06$) bezeichnet.

Hierfür läßt sich, wenn $x = 1 + \psi$ gesetzt wird, auch schreiben

$$\frac{P}{Q} = \frac{(1+\psi)^2 - (1-2\varphi)}{1+(1+\psi)} = \frac{\varphi + \psi\left(1+\frac{\psi}{2}\right)}{1+\frac{\psi}{2}} \sim \varphi + \psi,$$

so daß der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\varphi}{\varphi+\psi}.$$

Damit folgt für Kettenflaschenzüge, wenn $\psi = 0{,}06$ gesetzt wird, angenähert

| für $n = \frac{R_1}{R_2} =$ | $\frac{7}{8}$ | $\frac{8}{9}$ | $\frac{9}{10}$ | $\frac{10}{11}$ | $\frac{11}{12}$ | $\frac{14}{15}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi =$ | 0,0625 | 0,055 | 0,05 | 0,045 | 0,042 | 0,033 |
| $\frac{P}{Q} =$ | 0,123 | 0,115 | 0,11 | 0,105 | 0,102 | 0,093 |
| $\eta =$ | 0,51 | 0,48 | 0,45 | 0,43 | 0,41 | 0,36 |

Bei genauerer Rechnung ergibt sich — übereinstimmend mit den Ausführungen — der Wirkungsgrad noch etwa um 6% geringer.

Den Vorzügen der Westonschen Flaschenzüge stehen Nachteile gegenüber, die sich bei häufiger Benutzung mit voller Belastung sehr bald durch starken Verschleiß der kalibrierten Kettenglieder bemerkbar machen. Diese sind deshalb, um störende Dehnungen zu vermeiden, von vornherein möglichst schwach zu belasten.

### 2. Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse von E. Becker in Berlin.

Der Fig. 436 ersichtliche Flaschenzug gestattet mit Verwendung steilgängiger Schnecken (mittlerer Steigungswinkel ∼ 20°) den Wirkungsgrad bis auf etwa 0,65 zu erhöhen, ohne dabei den Schutz gegen selbsttätigen Rücklauf zu vermindern. Die Last hängt an einer losen Rolle, deren Tragkette von einer Daumenrolle auf der Schneckenradwelle aufgenommen wird.

Die als Kegelkupplung ausgebildete Drucklagerbremse besteht aus einem Vollkegel, der beim Aufwinden der Last durch die Schneckenradwelle in einen Hohlkegel gepreßt wird. Der Zapfenansatz des letzteren dient hierbei als Stützzapfen, indem sich der Zapfenkopf durch den Achsendruck selbsttätig mit der Schnecke kuppelt. Der Rücklauf der schwebenden Last wird durch den Eingriff einer Sperrklinke in den außen verzahnten Kranz des Hohlkegels verhindert, der die Kupplung für den Rücklauf in eine selbsttätige Sperrbremse verwandelt und das Lastsenken nur durch äußeren Antrieb, unter Überwindung des überschüssigen Bremswiderstandes in der Kupplung, ermöglicht.

Bezeichnet

$P$ den zum Antrieb erforderlichen Seilzug am Haspelrade vom Halbmesser $a$ beim Lastheben,
$K$ die Umfangskraft des Schneckenrades,
$r$ den Halbmesser der mittleren Schrauben*linie*,
$\mathfrak{r}$ den Halszapfenhalbmesser,

$\mathfrak{r}_1$ den mittleren Stützzapfenhalbmesser,
$\mu$ den Zapfenreibungskoeffizienten,
$\alpha$ den Steigungswinkel der doppelgängigen Schnecke,
$\rho$ den Reibungswinkel des Schneckenmaterials,

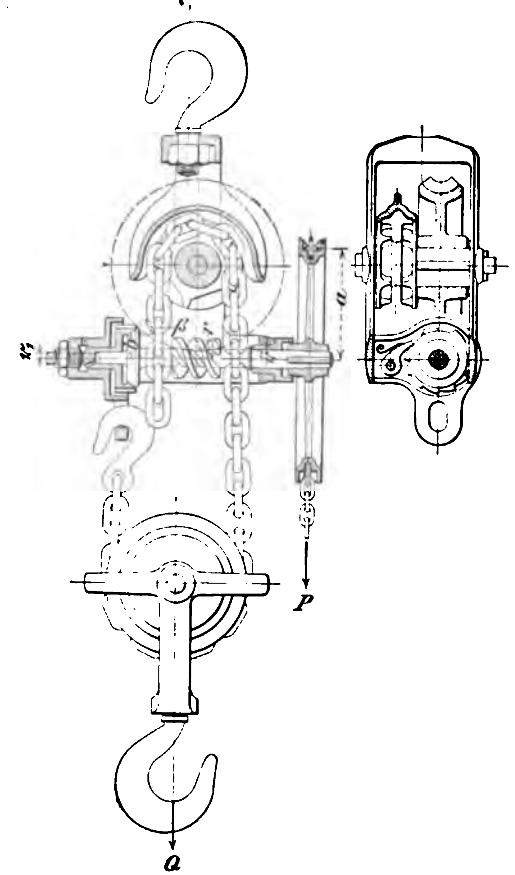



Fig. 436.

so folgt die Antriebkraft $P$ aus der Momentengleichung

$$Pa = \mu P \mathfrak{r} + K[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu \mathfrak{r}_1]$$

zu

$$P = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu \mathfrak{r}_1]}{a - \mu \mathfrak{r}}.$$

Die Rücktriebkraft $P'$ ergibt sich, wenn man in vorstehender Gleichung alle Reibungskoeffizienten mit umgekehrten Vorzeichen einführt, durch

$$P' = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \mu r_1]}{a + \mu r}.$$

Bezeichnet ferner

$b$ den mittleren Halbmesser des Bremskegels,
$\beta$ den halben Kegelwinkel des Bremskegels,
$W$ den Umfangswiderstand der Bremse,
$\mu_1$ den Reibungskoeffizienten der Bremsflächen,

so muß

$$W b = P' a$$

oder

$$W = P' \frac{a}{b} = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1]}{a + \mu r} \frac{a}{b}$$

sein. Es ist aber auch (nach Gl. 14 S. 134)

$$W = \frac{\mu_1 K}{\sin\beta + \mu_1 \cos\beta}.$$

Aus beiden Werten erhält man, wenn noch $\mu_1 = \operatorname{tg}\rho_1$ gesetzt wird,

$$\frac{\sin\rho_1}{\sin(\beta + \rho_1)} = \frac{r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1}{a + \mu r} \frac{a}{b}$$

und schließlich

$$\sin(\beta + \rho_1) = \frac{(a + \mu r) b \sin\rho_1}{[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1] a}.$$

Für einen angenommenen Kegelwinkel $\beta$ folgt der mittlere Bremskegelhalbmesser $b$ aus

$$b = \frac{a[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1]\sin(\beta + \rho_1)}{(a + \mu r)\sin\rho_1}.$$

Die Triebwerke sind bei den Beckerschen Flaschenzügen so gewählt, daß die angegebene Höchstlast noch durch einen einzigen Arbeiter bewältigt werden kann.

Tragfähigkeit und Eigengewichte der Züge sind in der auf S. 454 befindlichen Tabelle enthalten.

Die Schraubenflaschenzüge von Lüders, Bolzani, Kieffer u. a. zeigen ähnliche Ausführungen; sie unterscheiden sich von den Beckerschen Flaschenzügen im wesentlichen nur durch andere Formen der Drucklagerbremse.

### 3. Flaschenzug mit Stirnräderwerk und Drucklagerbremse (Bauart Kohn) von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

In Fig. 437 ist ersichtlich, daß die Lastkette sich um die Kettennuß $a$ auf- oder abwickelt und die Bewegung mittels Handkette und Haspelradscheibe $d$ bewirkt wird. Letztere sitzt fest auf der Welle $l$, auf der auch das mit dem auf der Kettennußwelle $g$ aufgekeilten Stirnrade $k$ in Eingriff stehende Getriebe $i$ befestigt ist. Das bremsende Organ ist die Hülse $c$, die über die Vorgelegewelle $l$ geschoben ist

| Beckers Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremse. | | | Ungefähres Gewicht der Züge mit Ketten für 3 m Hub | Ungefähres Gewicht der Last- und Handketten für 1 m größere Hubhöhe | Ungefähre Länge in zusammengezogenem Zustande (Innenkante bis Innenkante Haken oder Traverse) |
|---|---|---|---|---|---|
| Nr. | Ausführung | für eine Last von kg | kg | kg | mm |
| 1 | Ohne lose Rolle | 300 | 22 | 2,5 | 450 |
| 2 | Ohne lose Rolle | 500 | 28 | 3 | 500 |
| 3 | Mit loser Rolle | 600 | 28 | 3,5 | 600 |
| 4 | Mit loser Rolle | 1 000 | 37 | 4,5 | 740 |
| 5 | Mit loser Rolle | 1 500 | 46 | 5 | 800 |
| 6 | Mit loser Rolle | 2 000 | 65 | 7 | 900 |
| 7 | Mit loser Rolle | 3 000 | 78 | 8 | 1 000 |
| 8 | Mit loser Rolle | 4 000 | 100 | 10 | 1 120 |
| 9 | Mit loser Rolle | 5 000 | 120 | 12 | 1 200 |
| 10 | Mit loser Rolle | 6 000 | 160 | 14 | 1 300 |
| 11 | Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken | 7 500 | 195 | 16,5 | 1 100 |
| 11a | Oben und unten mit drehbarem Haken | 7 500 | 210 | 16,5 | 1 300 |
| 12 | Oben und unten mit Traverse | 10 000 | 260 | 23 | 1 050 |
| 12a | Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken | 10 000 | 285 | 23 | 1 260 |
| 12b | Oben und unten mit drehbarem Haken | 10 000 | 310 | 23 | 1 500 |
| 13 | Oben und unten mit Traverse | 12 500 | 390 | 31 | 1 250 |
| 13a | Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken | 12 500 | 420 | 31 | 1 500 |
| 13b | Oben und unten mit drehbarem Haken | 12 500 | 450 | 31 | 1 770 |

und einerseits von dem Hakenauge *h*, anderseits von den beiden Gehäuseaugen *b* umschlossen wird. Der vorstehende Hülsenkopf trägt eine Sperrklinke *f*, die sich beim angestrebten Rücklaufe des Triebwerkes mit der inneren Verzahnung *e* der Haspelradscheibe *d* kuppelt. Die alsdann am Umfange der Hülse *c* auftretende Reibung verhindert das selbsttätige Sinken der Last. Soll die Last niedergelassen werden, so muß durch Zug an dem betreffenden Ende der Handkette die Hülse *c* durch die Sperrklinkenverbindung unmittelbar in Bewegung gesetzt werden. Diese Bewegung überträgt sich durch die Stirnräder

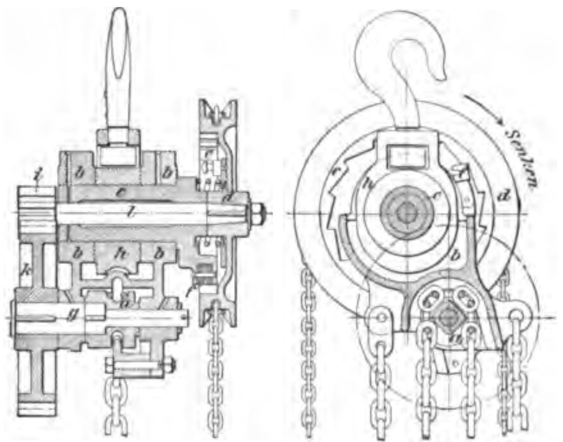



Fig. 437.

auf das Kettengetriebe. Die Klinkenkupplung der Bremse entspricht der früher (S. 435) beschriebenen Konstruktion. Beim Heben und Senken der Last treten nur die in den Lagern der Wellen und in den Zähnen der Stirnräder entstehenden Reibungen als eigene Widerstände des Flaschenzuges auf. Die Arbeitsverluste sind sonach gering, und es verdient deshalb die Bauart insbesondere für kleine Lasten Beachtung.

Briegleb, Hansen & Co. liefern die unter der Bezeichnung „Schnellflaschenzug" in den Handel gebrachten Züge für 600 bis 4000 kg Tragkraft.

# C. Räderwinden.

## a) Trommelwinden.

### 1. Wirkungsgrad der Trommeln.

Bezeichnet

$R$ den Trommelhalbmesser,
$d$ den Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke,
$\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle,
$\mu_1$ den Reibungskoeffizienten,

so kann der Wirkungsgrad der Seiltrommel im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0{,}09\,\frac{d^2}{R} + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{R}}$$

gesetzt werden.

Hieraus erhält man mit $\mu_1 = 0{,}08$, $R = 4\,d$ und $\mathfrak{r} = d$ für Hanfseile folgende Werte:

Wirkungsgrade von Hanfseiltrommeln.

| $d$ = 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 cm, |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta_0$ = 0,97 | 0,965 | 0,96 | 0,95 | 0,945 | 0,94 | 0,93 | 0,925 | 0,92. |

Der Wirkungsgrad der gewöhnlichen Kettentrommel beträgt im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0{,}2\,\frac{d}{R} + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{R}};$$

hieraus folgt mit $\mu_1 = 0{,}08$, $R = 10\,d$ und $\mathfrak{r} = 2{,}5\,d$

$$\eta_0 = 0{,}96.$$

Der Wirkungsgrad der Kettendaumenräder kann im Mittel genommen werden

$$\eta_0 = 0{,}95.$$

Für Drahtseiltrommeln fehlen zurzeit noch genau ermittelte Erfahrungswerte. Nach Ad. Ernst kann der Wirkungsgrad hierfür

$$\eta_0 \leqq 0{,}95$$

geschätzt werden.

### 2. Wirkungsgrad der Zahnrädervorgelege.

Bezeichnet

$z_1$ die Zähnezahl des treibenden Rades,
$z_2$ „ „ „ getriebenen „
$\mu$ den Reibungskoeffizienten der Zähne,

so ist der Wirkungsgrad von zwei zusammen arbeitenden Zahnrädern, so weit er von der Zahnreibung abhängig, wenn die Eingriffdauer $\tau = 2$ gesetzt wird (vgl. S. 91)

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + \mu\,\pi\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}.$$

Setzt man als Mittelwert $\mu = 0{,}16$, so folgt

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}5\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}.$$

Für unbearbeitete Zähne kann $\mu \geqq 0{,}3$ sein, während sein Wert bei gut eingelaufenen Zähnen auf $\mu \leqq 0{,}1$ sinkt.

Als mittlerer Wert des Wirkungsgrades ist für die am häufigsten benutzten Räderverhältnisse $\left(z_1 = 10 \text{ bis } 12 \text{ und } \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6}\right)$

$$\eta' = 0{,}94 \text{ bis } 0{,}96$$

anzunehmen.

Außer der Zahnreibung kommt für die Vorgelegewellen noch der Verlust durch die **Zapfenreibung** in Betracht. Der hierdurch bedingte Wirkungsgrad kann gesetzt werden

$$\eta'' = \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{r_1}},$$

worin $a$ den Kraftarm (z. B. den Kurbelhalbmesser),
$r_1$ den Lastarm (Halbmesser des kleineren Rades),
$\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser,
$\mu_1$ den Zapfenreibungskoeffizienten
bedeuten.

Der mittlere Wert des Wirkungsgrades bestimmt sich, für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse, mit $\frac{\mathfrak{r}}{r_1} = 0{,}3$ und $\frac{r_1}{a} = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{6}$ zu

$$\eta' = 0{,}97.$$

Für den Gesamtwirkungsgrad eines Zahnrädervorgeleges folgt

$$\eta_1 = \eta' \eta'' = \frac{z_1}{z_1 + \mu \pi \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)} \cdot \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{\mathfrak{r}}{r_1}}.$$

Als mittlerer Wert kann für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse

$$\eta_1 = 0{,}94 \cdot 0{,}97 \backsim \mathbf{0{,}91} \text{ bis } \eta_1 = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \backsim \mathbf{0{,}93}$$

gesetzt werden.

Für sauber bearbeitete, in Öl laufende Räder und Ringschmierung der Wellenzapfen ist

$$\eta_1 \geqq 0{,}95.$$

Der **Gesamtwirkungsgrad einer Trommelwinde** mit einfachem Vorgelege beträgt

$$\eta = \eta_0 \eta_1;$$

bezw. einer solchen mit $n$-fachem Vorgelege, deren Wirkungsgrade $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots . \eta_n$ sein mögen,

$$\eta = \eta_0 \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots . \eta_n.$$

Das **gesamte Übersetzungsverhältnis** zwischen Kurbel- und Trommelwelle ergibt sich zu

$$\varphi = \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \ldots . = \eta \frac{P a}{Q R} = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} \quad . \; . \; . \quad \mathbf{77}$$

wenn noch

$\frac{r_1}{R_1}, \frac{r_2}{R_2} \ldots .$ die einzelnen Übersetzungsverhältnisse $\left(\leqq \frac{1}{8}\right)$,
$P$ die Kurbelkraft,
$a$ den Kurbelarm,
$Q$ die Nutzlast,
$R$ den Trommelhalbmesser
bedeuten.

### 3. Ausgeführte Trommelwinden.

#### α) Winden mit Handbetrieb.

#### Bockwinde für 2500 kg Tragkraft von Unruh & Liebig in Leipzig.

Die Winde (Fig. 438) hat Drahtseiltrommel von 175 mm Halbmesser (bis Mitte Seil gemessen) und doppeltes Vorgelege. Die Wellenzapfen laufen in den Lageraugen des durch vier je 30 mm starke Spannstangen zusammengehaltenen gußeisernen Bockgestelles. Auf der Kurbelwelle ist eine Sperradbremse von 310 mm Durchmesser befestigt.

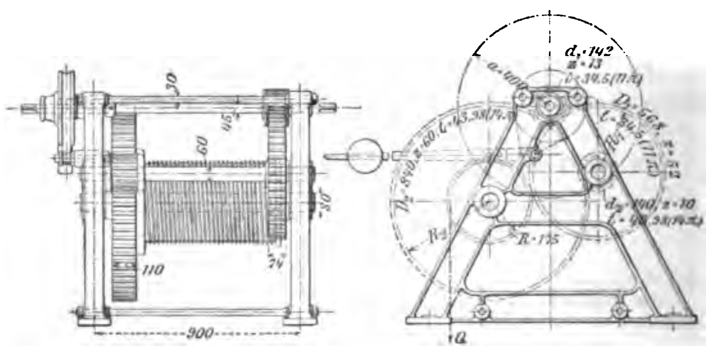



Fig. 438.

#### Berechnung des Zahnräderwerkes.

Für den Antrieb sind vier Arbeiter vorausgesetzt, die an zwei je 400 mm langen Stirnkurbeln je 14 kg Druck ausüben.

Es ist mit dem Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}92^2 \sim 0{,}80$ das gesamte Übersetzungsverhältnis

$$\varphi = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0{,}80 \cdot 56 \cdot 400}{2500 \cdot 175} \sim \frac{1}{24}$$

Dementsprechend sind zwei Räderpaare mit den Übersetzungen 1 : 4 und 1 : 6 zwischen Kurbel- und Zwischenvorgelegewelle bezw. zwischen letzterer und der Trommelwelle angeordnet. Gibt man dem Trieb auf der Zwischenvorgelegewelle 10 Zähne, so erhält das eingreifende Rad auf der Trommelwelle 60 Zähne, und die zugehörige Teilung bestimmt sich nach Gl. 11 (S. 102)

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\,\psi\,z} M_d}$$

mit den Werten $M_d = \frac{2500 \cdot 17{,}5}{0{,}95}$, $z = 60$ und mit den Annahmen $\psi = 2{,}5$ und $c = 25$ (vergl. S. 102) zu $t = 4{,}25$ cm. Gewählt ist $t = 43{,}98$ mm ($\sim 14\,\pi$), demnach $d_2 = 140$ und $D_2 = 840$ mm.

Das Moment, welches durch die Zwischenvorgelegewelle zu übertragen ist, beträgt für die Übersetzung 1 : 6 nach der Trommelwelle

$$M_d = \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}.$$

Gestatten wir hier $c = 20$ und wählen $\psi = 2,0$, so folgt für das Räderpaar mit der Übersetzung 1 : 4 (Trieb 13 und Rad 52 Zähne) die Teilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{20 \cdot 2,0 \cdot 52} \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}} \sim 30 \text{ mm}.$$

Gewählt ist $t = 34,5$ mm ($\sim 11\pi$), wofür der Wert $c$ auf $\sim 13$ sinkt; es folgt damit $d_1 = 142$ und $D_1 = 586$ mm.

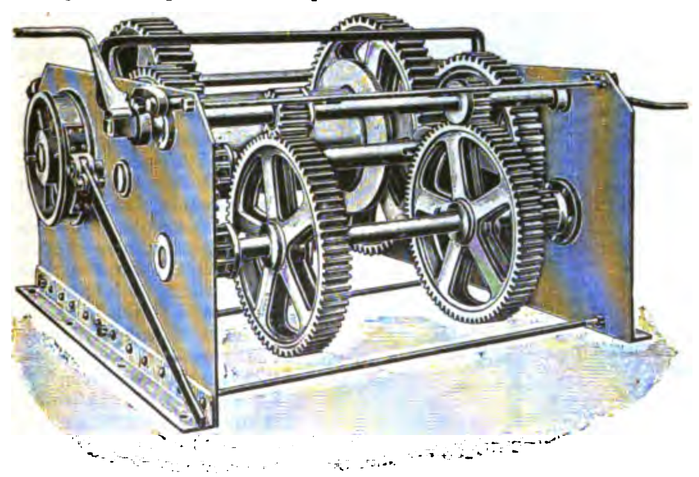


Fig. 439.

Die Wellen (Vorgelegewellen und Trommelwelle) sind unter Berücksichtigung der Biegungs- und Drehungsbeanspruchung zu berechnen. Sitzen die Zahnräder unmittelbar an den Lagerstellen der zugehörigen Welle, so genügt es, diese auf Drehungsbeanspruchung mit $k_d \sim$ 400 kg/qcm (Flußeisen als Material vorausgesetzt) zu berechnen.

Bockwinde (Grubenkabel) für 15000 kg Tragkraft der Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln.

Die in Fig. 439 dargestellte Winde hat dreifaches Vorgelege, doppelten Rädereingriff, doppelte Sperrklinke und einfache Bandbremse. Die Trommel erhält, je nachdem ein Seil oder eine Kette zur Lastförderung Verwendung findet, 500 bezw. 325 mm Durchmesser. Sperrräder und Bremsscheibe sind außerhalb der kräftigen schmiedeisernen Ständer auf der Kurbel- bezw. Trommelwelle befestigt. Auf Wunsch werden derartige Winden auch fahrbar mit gußeisernen Bockgestellen

geliefert, ferner mit einer festen und losen Scheibe zum Transmissionsbetrieb eingerichtet; für Nutzlasten von 3000 bis 12500 kg erhalten sie doppeltes Vorgelege.

Konsolwinden von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Die Fig. 440 ersichtliche Winde mit einfachem Stirnrädervorgelege für 200 bis 600 kg Tragkraft und Daumenrad für kalibrierte Kette ist zum Anschrauben gegen einen Stiel eingerichtet. Die auf der Kurbelwelle sitzende Sperradbremse ist mit einer Schleuderbremse der auf S. 440 beschriebenen Bauart verbunden. Der Hebel der Sperradbremse muß für den Niedergang der Last gelüftet werden, und das Sinken derselben kann dann nur mit einer durch die selbsttätige Schleuderbremse geregelten Geschwindigkeit erfolgen. Sobald der Arbeiter den Bremshebel einfallen läßt, wird die Last in jeder beliebigen Höhenlage freischwebend festgehalten. Die Umspannung des Daumenrades durch die Lastkette ist durch einen gußeisernen Führungsbügel gesichert. Das Lasttrum wird von der Konsolwinde über Leitrollen in die Lastförderbahn abgelenkt. Die Hubhöhe der Winde ist unbegrenzt und nur von der Länge der kalibrierten Lastkette abhängig.

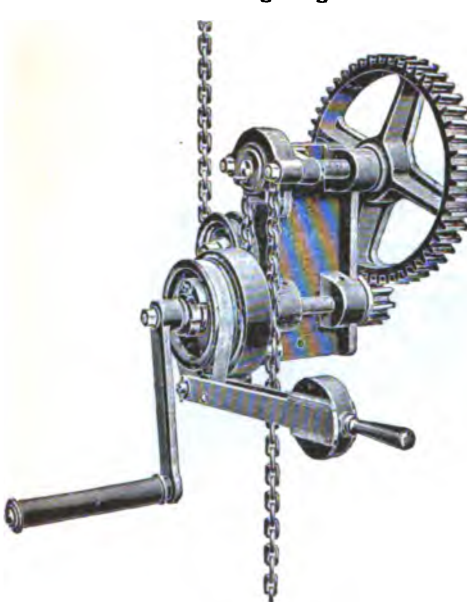


Fig. 440.

Fig. 441 zeigt eine Konsolwinde ähnlicher Bauart zum Anschrauben gegen eine Wand. Der Kurbelgriff ist hier in einem gußeisernen Speichenrade befestigt. Die hinter demselben sitzende Sperradbremse ist ebenfalls mit einer Schleuderbremse verbunden. Die Drehzapfen der Schleuderklötze sind in die Stirnwand der Sperradbremsscheibe eingesetzt und ragen in die mit dem Konsolbock fest verschraubte Trommel hinein, an deren innerer Mantelfläche die Klötze beim Lastsenken schleifen. Das Daumenrad für kalibrierte Kette sitzt zwischen den Lagerstellen der Welle innerhalb des Konsolbockes.

Für größere Lasten baut E. Becker die Daumenrad-Winden mit Doppelkurbeln und zweifachem, ausrückbarem Vorgelege.

Kran-Sicherheits-Wandwinde für 500 kg Tragkraft und 15 m Hubhöhe von Unruh & Liebig in Leipzig.

Die in Fig. 442 dargestellte Winde hat einfaches Rädervorgelege, aus einem Rade mit Innenverzahnung und dem mit der Kurbelwelle

aus einem Stück gefertigten zugehörigen Ritzel bestehend. Die mit dem Zahnrade verschraubte, auf einem feststehenden Bolzen drehbar gelagerte Seiltrommel hat eingedrehte Schraubenrillen. Die Befestigung des Lastseiles geschieht durch Eingießen in eine Stahlgußöse, die in die Trommel eingepaßt und mittels Schraube befestigt ist.

Das Windentriebwerk ist mit einer Sicherheitskurbel, außerdem mit einer durch D.R.G.M. Nr. 162217 geschützten Geschwindigkeitsbremse ausgerüstet.

Die aus Stahlguß hergestellte Kurbel ist mit einer auf der zugehörigen Welle drehbar gelagerten Büchse mit flachgängigem Außengewinde zusammengegossen, während ein gleichzeitig als kegelförmige Kupplungsscheibe ausgebildetes Sperrrad durch Schraubenbolzen mit einer Scheibe verbunden ist, die ein dem Gewinde der Kurbelbüchse entsprechendes Muttergewinde trägt. Durch zwei an der Kurbelbüchse sowie am Sperrad befestigte Spiralfedern wird der Kupplungsschluß zwischen dem letzteren und einem auf der Kurbelwelle befestigten Hohlkonus bewirkt, so daß die Last gehoben werden kann.



Fig. 441.

Für das Sinken der Last wird durch Rückwärtsdrehung der Kurbel die mit dem Sperrrade verschraubte Gewindebüchse in achsialer Richtung bewegt und damit die Kupplung gelöst. Hierbei sucht die Spiralfeder zufolge ihrer den Reibungsschluß der Kupplung bewirkenden Federkraft die Kurbel in achsialer Richtung zu verschieben, was durch Anlaufen des Kurbelbundringes an der Stirnfläche des Kurbellagers verhindert wird. Ein gegen Längsverschiebung ebenfalls gesichertes kleines Handgriffrad ermöglicht bei zurückgedrehter Kurbel ein schnelles Heraufholen des unbelasteten Lasthakens.

Die Geschwindigkeitsbremse besteht aus einem Bremsring, dessen äußerer Durchmesser etwas kleiner gehalten ist als der ihn umschließende Sperradbremskörper; innen ist der Bremsring auf einem am Kupplungskörper angegossenen ringförmigen Ansatze centrisch geführt und mittels einer an seinem einen Ende angenieteten Keilfeder radial verschiebbar befestigt. Die beiden Fliehgewichte sind an dem auf der Kurbelachse befestigten Kuppelkörper um Bolzen drehbar gelagert; das eine Fliehgewicht steht mittels Scharniers und Gelenkbolzens mit dem Bremsring in unmittelbarer Verbindung, während es mit dem zweiten Fliehgewicht durch einen auf der Nabe des Kuppelkörpers

drehbaren Hebel gelenkig verbunden ist. Die Stärke des Bremsringes ist so gewählt, daß seine Federkraft die beim schnellen Aufwinden des

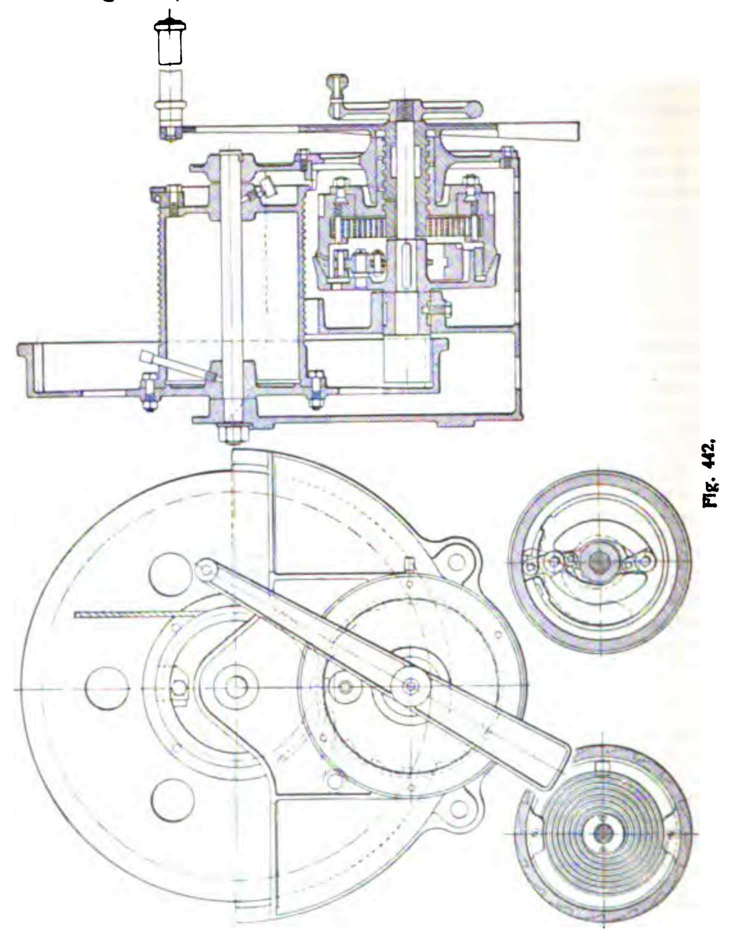


Fig. 442.

unbelasteten Hakens mittels des Handgriffrades durch die beiden Fliehgewichte hervorgerufene Zentrifugalkraft übersteigt.

β) Winden mit Elementarkraftbetrieb.

Derartige, durch Riemen, Seile, Wellen oder Motoren angetriebene Winden bieten gegenüber denjenigen mit Handbetrieb den Vorteil,

größere Nutzlasten bewältigen und die Fördergeschwindigkeit wesentlich steigern zu können. Die Antriebkraft ist, wenn möglich, so groß zu wählen, daß nur zwei Vorgelege notwendig werden. Elektromotoren erfordern wegen ihrer großen Umdrehungszahl häufig drei Vorgelege, wenn nicht Schneckenantrieb vorgezogen wird.

Bezeichnet

$Q$ die Nutzlast,

$\eta$ den Wirkungsgrad der Winde, abgesehen von den eigenen Widerständen des Motors,

$v$ die Fördergeschwindigkeit in m/sek,

$N$ die Anzahl der Pferdestärken, welche die Winde verbraucht bezw. vom Motor abzugeben sind,

so ist

$$\frac{Q\,v}{\eta} = 75\,N, \text{ d. h. } N = \frac{Q\,v}{75\,\eta}.$$

Man wählt für

$Q$ bis 500 kg, 500 bis 1000 kg, 1000 bis 1500 kg, 1500 bis 2000 kg;
$v \geq$ 0,25 m 0,15 m 0,10 m 0,05 m.

Es wächst ferner die Lastgeschwindigkeit mit der Größe der Förderhöhe. So sind z. B. die Fördergeschwindigkeiten der neueren Speicherwinden und Personenaufzüge selten kleiner als 0,5 m/sek und steigen auf 1 m/sek und darüber.

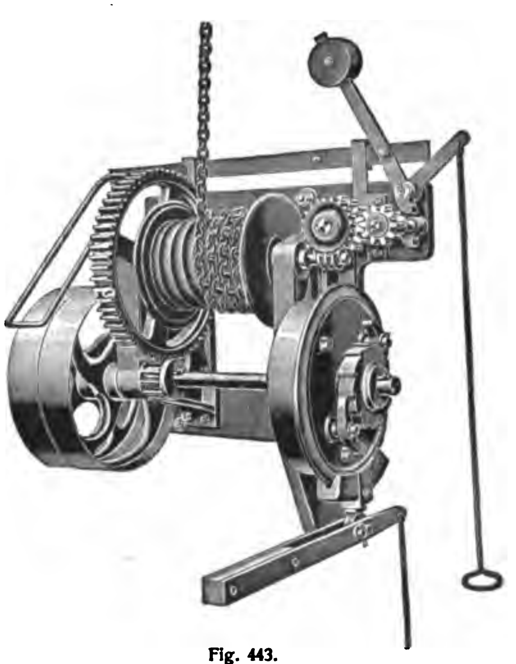


Fig. 443.

Konsolwinde mit Riemenbetrieb von E. Becker.

Die für verschiedene Lasten mit Ketten- oder Seiltrommel ausgeführte Winde veranschaulicht Fig. 443. Zufolge der vereinigten Sperrrad- und Schleuderbremse bleibt die Last bei ausgerücktem Treibriemen in jeder Lage freischwebend hängen und senkt sich unabhängig von dem Riementriebe, sobald der Hebel der Sperradbremse gelüftet wird, wobei die Schleuderbremse übergroße Senkgeschwindigkeiten verhindert. Es genügt also

eine feste und eine lose Scheibe für den Riementrieb. In der höchsten Stellung des Lasthakens findet eine selbsttätige Ausrückung des Riemens durch ein auf der Abbildung ersichtliches Zählwerk statt.

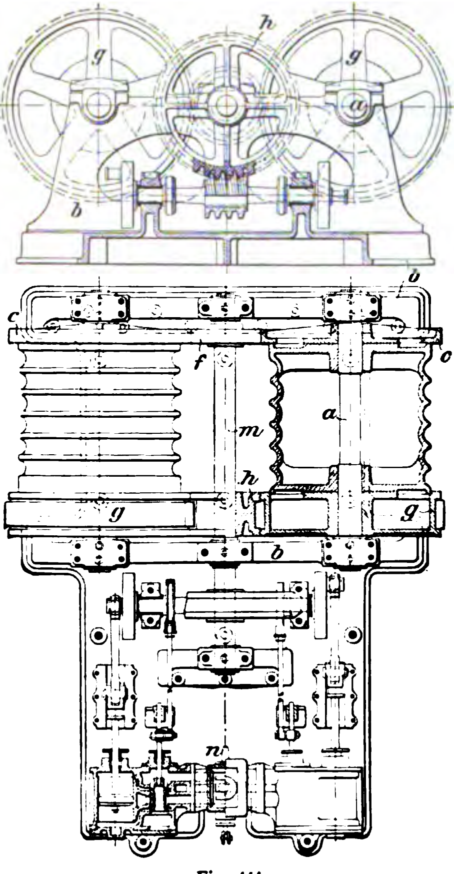



Fig. 444.

Dampfwinde für 5000 kg Nutzlast.

Bei der Fig. 444 ersichtlichen Dampfwinde sind zwei Kettentrommeln auf Wellen *a* befestigt, die in den gußeisernen Bockgestellen *b* gelagert sind. Behufs Entlastung der Zapfenlager beider Gestelle trägt jede Trommelwelle noch eine Druckscheibe *c*, die mit einer auf der Vorgelegewelle *m* befestigten Scheibe *f* in Berührung treten, und es legen sich ferner zu demselben Zwecke die glatt abgedrehten Seitenborde der auf den Trommelwellen befestigten Zahnräder *g* gegen entsprechende Borde des auf der Vorgelegewelle *m* sitzenden Getriebes *h*. Auf derselben Welle ist ein Schraubenrad befestigt, das mit einer auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine sitzenden eingängigen Schraube in Eingriff steht.

Die Cylinder der durch Kolbenschieber gesteuerten Zwillingsdampfmaschinen haben je 170 mm Durchmesser und 200 mm Hub; die Kolbengeschwindigkeit beträgt 1,72 m/sek, entsprechend 260 minutlichen Umdrehungen der Maschine. Zur Umsteuerung derselben mittels Dampfwechsels dient ein Mittelschieber *n*.

Bezeichnet

$Q$ die Nutzlast,

$R$ den Trommelhalbmesser,

$z$ die Zähnezahl des Schraubenrades,

$\frac{z_1}{z_2}$ das Übersetzungsverhältnis des Stirnrädervorgeleges,
$a$ den Kurbelhalbmesser,
$T$ die mittlere Tangentialkraft im Kurbelkreis,
so ist das gesamte Übersetzungsverhältnis der Winde

$$\varphi = \frac{z_1}{z_2} \frac{z}{1} \frac{a}{R} = \frac{Q}{T},$$

demnach

$$T = \frac{R}{a} \frac{1}{z} \frac{z_2}{z_1} Q = \frac{Q}{\varphi}.$$

Es ist ferner, wenn $P$ die in beiden Cylindern entwickelte mittlere Kolbenkraft bedeutet,

$$P = \pi T = \pi \frac{Q}{\varphi};$$

sie beträgt für jeden Cylinder $\frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi}$, woraus für den mittleren Dampfüberdruck folgt

$$p = \frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi} \frac{1}{f},$$

wenn $f$ die wirksame Kolbenfläche (in qcm) bezeichnet.

Bei dem Gesamtwirkungsgrade $\eta$ der Winde ist ein mittlerer Dampfüberdruck

$$\frac{p}{\eta} \text{ kg/qcm}$$

erforderlich.

### Winde mit elektrischem Antrieb.

Die zu einem von der Compagnie Internationale d'Électricité in Lüttich ausgeführten Bockkran von 40 000 kg Tragkraft gehörige Winde ist in Fig. 445 abgebildet. Für diesen Kran war eine Hubhöhe von 80 m und eine Hubgeschwindigkeit von 6 bezw. 12 m/min für Lasten bis 40 000 bezw. unter 20 000 kg verlangt worden. Da wegen der bedeutenden Hubhöhe an die Anwendung der Gallschen Kette nicht gedacht werden konnte, erhielt die mit doppelter Seiltrommel von je 1200 mm Durchmesser und 2000 mm Länge zur Bergung von 320 m Seil von 40 mm Durchmesser ausgerüstete Winde außergewöhnlich große Abmessungen. Die je 4800 kg schweren Trommeln sind beiderseits an die Arme von Winkelzahnrädern aus Stahlguß geschraubt, die sich mit Bronzebüchsen lose auf der in den beiden Schilden fest verlagerten Achse drehen. Diese vier Zahnräder werden von zwei Ritzeln, deren jedes gleichzeitig mit zwei Rädern im Eingriff steht, angetrieben. Die Achse der Ritzel trägt zwei Zahnräder von verschiedenem Durchmesser, entsprechend den beiden vorgeschriebenen Geschwindigkeiten. Die zugehörigen Ritzel sind daher mit Klauenkuppelungen zum Ein- und Ausrücken versehen. Der Elektromotor hat Verbundwicklung und leistet bei 600 Uml/min 20 PS; er gibt seine Arbeit mittels eines Phosphorbronze-Ritzels und eines Stahlgußrades, die ebenfalls mit Winkelzähnen versehen sind, an die zuletzt erwähnte Vorgelegewelle ab, welche noch eine geräuschlose Sperradbremse trägt.

Die zweite Lastbremse, die als selbsttätige elektrische Bremse ausgebildet ist, wirkt auf die Achse des Motors.

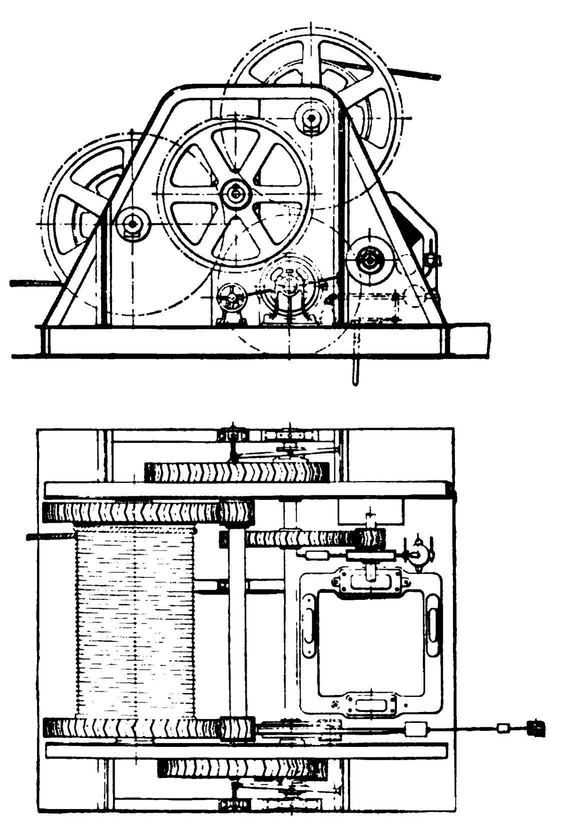


Fig. 445.

### γ) Fahrbare Winden. — Laufkatzen.

Die mit Laufrädern ausgerüsteten Winden werden, sofern sie dazu dienen, die gehobene Last in Richtung einer angebrachten Fahrbahn seitlich zu versetzen, auch als Laufkatzen bezeichnet; hierbei kann das Windentriebwerk mit dem Lastwagen auf gemeinsamen Gestell vereinigt oder aber außerhalb des letzteren am Krangerüst, einer Mauer u. s. w. Aufstellung finden, wobei dann durch Leitrollen die Führung der Lastkette nach der Winde vermittelt wird.

Bezeichnet für den ersteren Fall
$Q$ die Nutzlast in kg,
$G$ das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,
$d$ den Zapfendurchmesser in cm,
$f$ den Koeffizienten der wälzenden Reibung,
$\mu_1$ den Zapfenreibungskoeffizienten,
$M$ das zum Überwinden der gesamten Reibung beim Verschieben der Laufkatze erforderliche Drehmoment,

so ist

$$M = (Q + G)\left(\mu_1 \frac{d}{2} + f\right).$$

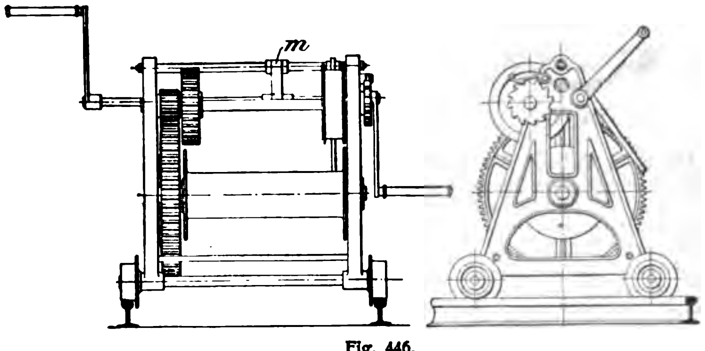



Fig. 446.

Wird dieses Moment auf den Umfang des Laufrades vom Halbmesser $R$ (in cm) bezogen, so folgt für den zugehörigen Umfangsdruck

$$P = \frac{M}{R} = \frac{Q + G}{R}\left(\mu_1 \frac{d}{2} + f\right).$$

Man nimmt zweckmäßig $f = 0{,}08$ (in cm) und $\mu_1 = 0{,}1$.

Mit Rücksicht auf die noch auftretende Spurkranzreibung empfiehlt es sich, unter Umständen 100% und mehr zum Rechnungswert der vorstehenden Gleichung zuzuschlagen.

Fahrbare Bockwinden der Fig. 446 ersichtlichen Bauart von Gebr. Weißmüller in Bockenheim-Frankfurt a. M. finden auf Baugerüsten Verwendung. Das Windentriebwerk ist mit ausrückbarem doppeltem Vorgelege, verschiebbarer Kurbelwelle und mit Sperr- und Bremswerk ausgestattet. Zum Festhalten der Kurbelwelle in den verschiedenen Stellungen dient eine auf der oberen Versteifungsstange der Winde zwischen Stellringen frei drehbare Falle $m$.

Für größere Lasten erfordert die Transportbewegung ein besonderes Triebwerk mit einfachem oder doppeltem Vorgelege.

Die einfachste Laufkatzenform mit unterer, etwas eingebogener Querversteifung zum Einhängen eines Flaschenzuges beliebiger Bauart für Lasten von 500 bis 2000 kg nach Ausführung der Maschinenfabrik E. Becker zeigt Fig. 447. Die vier Räder laufen unmittelbar auf den unteren Trägerflanschen. Für Lasten bis 5000 kg

erhalten diese Lasten nach Fig. 448 ein besonderes Antriebwerk, — aus einer Haspelwelle bestehend, die durch ein kleines Triebrad in die ver-

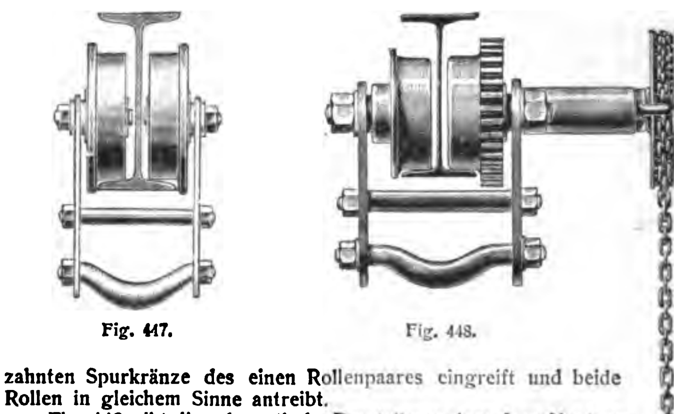


Fig. 447. Fig. 448.

zahnten Spurkränze des einen Rollenpaares eingreift und beide Rollen in gleichem Sinne antreibt.

Fig. 449 gibt die schematische Darstellung einer Laufkatze mit eingebauter Schneckenwinde und selbsttätiger Drucklagerbremse der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G. in Köln für 5000 kg Tragkraft wieder.

Eine Laufwinde mit elektrischem Antrieb der Benrather Maschinenfabrik A.-G. für 5000 kg Tragkraft zeigt Fig. 450 (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1044).

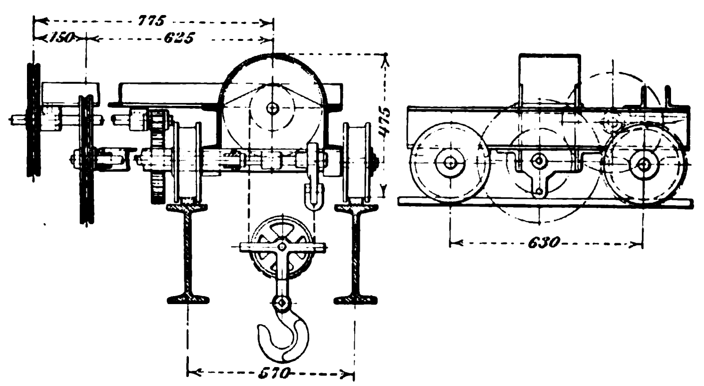



Fig. 449.

Das Schneckengetriebe, das doppelte Stirnrädervorgelege und die Lastdaumenrolle sind in einem gemeinsamen, außen durch Rippen verstärkten und mit Augen für die Wellen versehenen, kräftigen guß-

eisernen Gehäuse gelagert, gegen dessen linke Stirnfläche der Motor *A* angeschraubt ist. Das in der Zeichnung verdeckte Schneckenrad liegt im Kastenraum *a* und wird durch die darüber, unter dem abnehmbaren Deckel *b* gelagerte, mit dem Motoranker elastisch gekuppelte Schnecke, angetrieben. Außerhalb des Gehäuses sitzt auf dem Wellenkopf des Schneckenrades auf der einen Seite das Stirnrad *c* im Eingriff mit *d*, dessen Achse durch die leere Kammer *e* geht und auf der anderen Seite das Ritzel *f* für den Antrieb des großen Stirnrades *g* auf der Daumenrollenachse *i* trägt. Die Lastdaumenrolle *h* läuft zwischen den gabelförmigen Wangen der nach unten verlängerten Kastenwände, in die

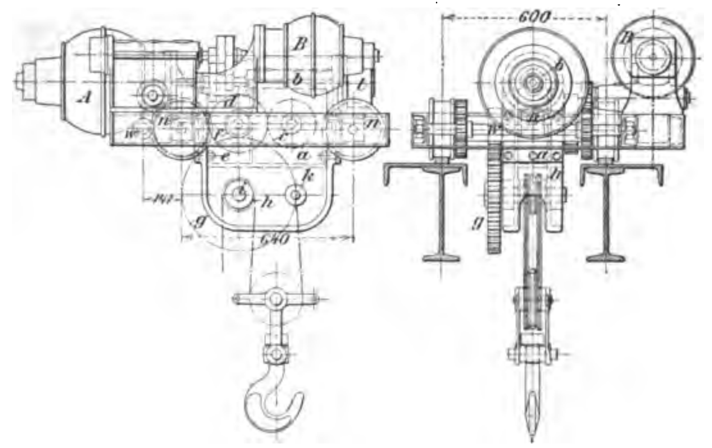



Fig. 450.

auch der Tragbolzen *k* zur Aufnahme des stehenden Kettentrums eingesetzt ist. Die Schneckenwelle ist mit Ringschmierung für ihre Tragzapfen und mit einem Kugelstützlager in Verbindung mit der Fig. 430 (S. 443) ersichtlichen Lastdruck-Lamellenbremse ausgerüstet.

Die eisernen Schildzapfen *n* des Windengehäuses sind mit ihren angeschmiedeten Lappen gegen das Gehäuse geschraubt.

Der Fahrmotor *B* liegt auf einem seitlichen Ausbau des aus ⊏-Eisen und Stirnblechen zusammengenieteten Katzenwagens und arbeitet durch ein Schneckenvorgelege mit einer weiteren Stirnräderübersetzung auf den Zahnkranz des einen Laufrades. Damit sich das andere Rad derselben Achse gleichmäßig mitdreht, ist auch dieses mit einem Zahnkranz versehen, und durch eine besondere Hilfswelle *w* mit beiderseits eingreifenden Ritzeln ist die Drehung beider Räder zwangläufig gekuppelt.

Bei Handbetrieb fällt der seitliche Ausbau des Katzenwagens fort, und an die Stelle des Fahrmotors tritt ein einfaches Haspelvorgelege.

Die in Fig. 451 und 452 dargestellte, zu einem Hochbahnkran gehörige, elektrisch betriebene Laufwinde von 3800 kg Trag-

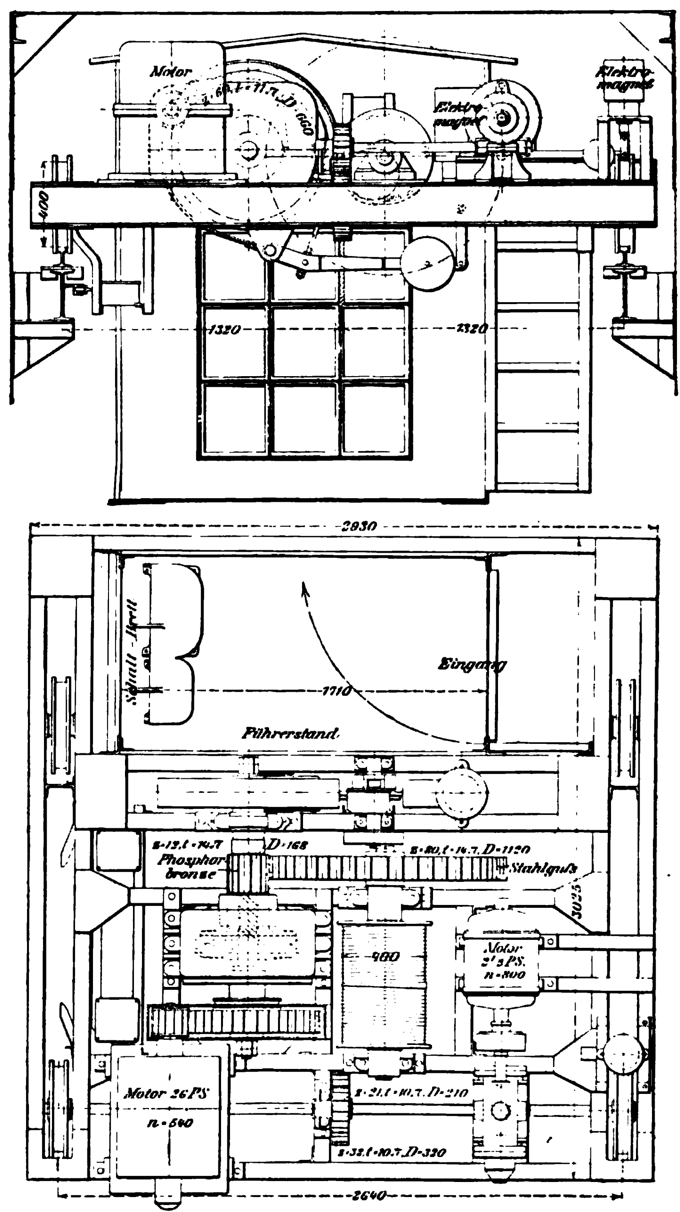

Motor
Elektro-magnet
Elektro-magnet
400
1320
2320
2930
Schalt-Apell
Eingang
1710
Führerstand
D=168
Phosphor-bronze
Stahlguß
3025
900
Motor 26 PS
n=640
2640

Fig. 451.

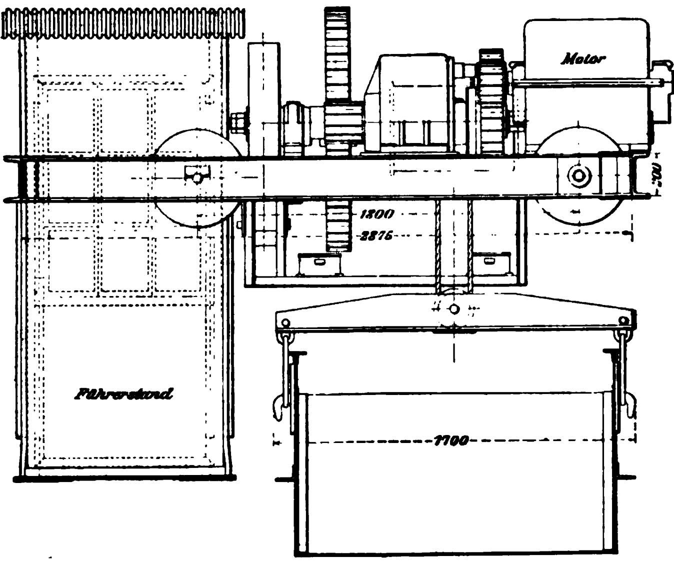



Fig. 452.

kraft der Firma Unruh & Liebig in Leipzig ist mit der in Fig. 428 und 429 (S. 442/43) dargestellten Drucklagerbremse ausgerüstet. An dem einen Ende des aus I-Eisen gebildeten Wagengestelles ist der aus Wellblech gefertigte Führerkorb mit innerer Holzverkleidung befestigt. Der Hubmotor von 26 PS mit 540 Uml/min arbeitet mit zwei Stirnrädervorgelegen (Zähnezahlen 14 und 60 bezw. 12 und 80 bei $t = 11\,\pi$ bezw. $t = 14\,\pi$) auf die zur Aufnahme der beiden Enden des 16 mm starken Drahtseiles mit entsprechenden Nuten versehene Windentrommel von 400 mm Durchmesser. Es beträgt somit die Hubgeschwindigkeit

$$v = 0{,}4\,\pi\,540\,\frac{14}{60}\,\frac{12}{80} \sim 24 \text{ m/min.}$$

Zum genauen Anhalten der Last ist das Getriebe noch mit einer elektrisch lösbaren Holzbandbremse ausgerüstet, deren fliegend auf dem kegelförmigen Ende der zweiten Vorgelegewelle befestigte Scheibe von 750 mm Durchmesser und 135 mm Breite von einem Elektromagneten betätigt wird.

Als Fahrmotor ist ein 2,5 PS-Motor mit 800 Uml/min gewählt, der mit einem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1 : 15,7 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 21 und 32 bei $t = 10\,\pi$ den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 400 mm Laufraddurchmesser eine Fahrgeschwindigkeit der Katze

$$v' = 0{,}4\,\pi\,800\,\frac{1}{15.7}\,\frac{21}{32} = 42 \text{ m/min}$$

liefert. Eine auf der Schneckenwelle sitzende elektromagnetische Lüftungsbremse dient zum Schutze gegen Überschreitungen der beabsichtigten Fahrgrenze.

Weitere Beispiele für Laufkatzen finden sich unter **C, b,** „Krane mit Bühne".

## b) Schraubenwinden.

### 1. Allgemeines.

Die Schraubenwinden kommen, wie auch die nachstehend aufgeführten Zahnstangenwinden, in der Regel nur für eine geringe Hubhöhe in Betracht; diese ist auf die nutzbare Länge der Spindel bezw. der Zahnstange beschränkt. Der Antrieb der Schraubenwinden erfolgt entweder unmittelbar durch Drehhebel oder durch Zahnrädervorgelege mit Kurbel, zuweilen auch durch Schneckenvorgelege. Damit Selbsthemmung vorhanden ist, werden die Spindeln meist eingängig (Steigungswinkel $\alpha$ gewöhnlich $4^0$ bis $5^0$) ausgeführt.

Mit Benutzung der bereits früher entwickelten Gleichungen für die Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schraube (s. S. 71) ergibt sich die am Hebel vom Halbmesser $R$ auszuübende wirkliche Antriebkraft $P$, sofern als schädliche Widerstände nur die Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen berücksichtigt wird, zu

$$P = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)};$$

hierin bedeutet

$Q$ die Nutzlast und

$\rho$ den Reibungswinkel des Materials ($\rho \sim 6^0$).

Berücksichtigt man auch die Spurzapfenreibung und vernachlässigt den geringen Einfluss der durch die Kraft $P$ entstehenden Halszapfenreibung, so erhält man mit $\mathfrak{r}$ als Halbmesser des Spindelspurzapfens und dem Zapfenreibungskoeffizienten $\mu_1$ das Antriebmoment der Spindel

$$P R = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 Q \mathfrak{r}}{2}$$

und den Wirkungsgrad der ganzen Schraubenwinde

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 \mathfrak{r}}{2 r}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 78$$

Bezüglich der Größe des Wirkungsgrades ist noch von Einfluß ob die Spindel oder die Mutter den Drehantrieb empfängt.

Im ersteren Falle ist etwa $\frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{2}{3}$, im letzteren $\frac{\mathfrak{r}}{r} = 1{,}5$ in Gl. 78 einzusetzen.

Damit ergeben sich die Wirkungsgrade der Schraubenwinde für die Steigungswinkel $\alpha = 2^0\,20'$ bis $7^0\,10'$ aus der nachstehenden Tabelle.

| Steigungsverhältnis tg $\alpha = 0{,}04$ | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,10 | 0,125 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Spindel wird gedreht: $\eta = 0{,}22$ | 0,26 | 0,30 | 0,33 | 0,36 | 0,41 | 0,46 |
| Mutter wird gedreht: $\eta = 0{,}15$ | 0,18 | 0,21 | 0,24 | 0,26 | 0,30 | 0,35. |

Wegen des wesentlich günstigeren Wirkungsgrades ist zu empfehlen, stets die Spindel (statt der Mutter) anzutreiben.

### 2. Berechnung der Windenschrauben.

Unter der Annahme einer Zug- oder Druckbeanspruchung der Schraubenspindel ergibt sich der Kerndurchmesser $d_1$ derselben aus

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z,$$

worin $k_z$ mit Rücksicht auf die noch vorhandene, durch das äußere Antriebmoment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung für Flußeisen oder Flußstahl 300 bis 500 kg/qcm gesetzt werden kann.

Das Spindelgewinde wird meist mit quadratischem Querschnitt (vergl. Fig. 24 auf S. 69), d. h. die Gangtiefe

$$t = \frac{h}{2}$$

ausgeführt.

Für die Steigung findet man häufig

$$h \sim \frac{d}{4} \text{ bis } \frac{d_1}{4}.$$

Die Mutterhöhe bestimmt sich aus dem zulässigen Flächendruck $k$ in den Gewindegängen.

Es kann gewählt werden
für Stahl auf Flußeisen oder Bronze $k \leq 100$ kg/qcm,
„ Flußeisen auf Flußeisen oder Bronze $k \leq 75$ „
„ Flußeisen oder Stahl auf Gußeisen $k \leq 50$ „

Bei $z$ Gewindegängen in der Mutter folgt aus

$$Q = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\, z\, k$$

die erforderliche Mutterhöhe

$$h = z\, h = \frac{4\, Q\, h}{\pi\,(d^2 - d_1^2)\, k}.$$

Mit den obigen Werten von $k$ erhält man gleichzeitig eine genügende Ansatzfläche des Gewindes, um der auftretenden Biegungsbeanspruchung in den belasteten Schraubengängen zu genügen.

### 3. Ausgeführte Schraubenwinden.

Die Abbildung Fig. 453 veranschaulicht eine gewöhnliche Schraubenwinde, wie sie z. B. in Lokomotivfabriken zu Montagezwecken Verwendung findet.

Das Gestell ist aus Stahlguß oder aus Gußeisen hergestellt. Die Drehung der Spindel wird durch Nut und Feder verhindert.

Nachstehende Tabelle gibt die äußeren Spindeldurchmesser, sowie die ungefähren Höhenabmessungen derartiger Winden im niedrigsten Spindelstande für Nutzlasten von 2000 bis 20000 kg.

| Tragkraft<br>kg | Äußerer Spindel-durchmesser<br>mm | Höhe der Winde im niedrigsten Spindelstande<br>mm |
|---|---|---|
| 2 000 | 38 | 280 |
| 4 000 | 47 | 370 |
| 6 000 | 54 | 520 |
| 8 000 | 57 | 600 |
| 10 000 | 60 | 670 |
| 14 000 | 68 | 870 |
| 18 000 | 80 | 1 050 |
| 20 000 | 85 | 1 200 |

Eine Schraubenschlittenwinde zeigt Fig. 454; sie gestattet, Lasten von 7500 bis 25 000 kg erforderlichenfalls auch kurze Strecken



Fig. 453. Fig. 454.

seitwärts zu bewegen. Hierzu dient der aus Stahlguß gefertigte Fußschlitten mit wagerechter, in der Regel doppelgängiger Schraubenspindel, während die senkrechte Schraubenspindel zum Heben und Senken der Last dient. Der Antrieb beider Spindeln erfolgt durch lose Ratschenhebel, von denen derjenige für die senkrechte Spindel eine doppelseitige Klinke für Drehung in dem einen oder anderen Sinne trägt. Einige Hauptabmessungen und die Gewichte solcher Winden sind aus der auf S. 457 gebrachten Tabelle zu entnehmen.

Zum Heben von Tendern oder Lokomotiven bis 60 000 kg Gewicht benutzt man Schraubenwinden mit Rädervorgelege und Kurbelantrieb der Fig. 455 ersichtlichen Bauart, die als Windenböcke bezeichnet werden. Man verwendet gleichzeitig vier Böcke, die paarweise einander gegenübergestellt werden. Die Last wird mit eisernen Trägern

| Tragkraft<br>kg | Äußerer Durchmesser der senkrechten Spindel<br>mm | Höhe im niedrigsten Spindelstand<br>mm | Wagerechte Schiebung auf dem Schlitten<br>mm | Hub<br>mm | Ungefähres Gewicht<br>kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 7 500 | 56 | 505 | 260 | 240 | 36 |
| 10 000 | 60 | 595 | 325 | 285 | 45 |
| 12 500 | 62 | 595 | 325 | 285 | 52 |
| 15 000 | 66 | 660 | 325 | 330 | 63 |
| 17 500 | 70 | 675 | 325 | 325 | 85 |
| 20 000 | 76 | 720 | 325 | 325 | 90 |
| 25 000 | 82 | 720 | 325 | 325 | 100 |

aufgenommen, deren Enden frei auf den Hubmuttern der gegenüberstehenden Böcke aufliegen und durch gleichzeitiges Antreiben der zugehörigen Spindeln gleichmäßig aufsteigen.



Fig. 455.

Statt der eisernen Bockgerüste findet man häufig auch solche aus Eichen- oder Buchen-, seltener aus Kiefernholz.

Die freie Hubhöhe pflegt zu 1,75 m angenommen zu werden. Für die Träger wird im allgemeinen 3,5 m lichter Abstand zwischen den Böcken vorgeschrieben.

Für $Q = 15\,000$ kg Tragkraft jeder Schraubenspindel ergibt sich mit $k_z = 400$ kg/qcm der Kerndurchmesser der Spindel zu

$$d_1 = \sqrt{\frac{15\,000 \cdot 4}{\pi \cdot 400}} \backsim 6{,}8 \text{ cm}.$$

Wählt man den äußeren Spindeldurchmesser $d = 8{,}4$ cm, so entspricht dem mittleren Schraubendurchmesser $\frac{d_1 + d}{2} = 7{,}6$ cm ein Steigungswinkel $\alpha \backsim 5^0\ 20'$ bei 22,2 mm = 7/8" engl. Steigung.

Mit dem Wirkungsgrade der Schraubenspindel $\eta_1 = 0{,}40$ und demjenigen der beiden Rädervorgelege $\eta_2 = \eta_3 = 0{,}92$ ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad der Schraubenwinde

$$\eta = \eta_1 \, \eta_2 \, \eta_3 \sim 0{,}34.$$

Bezeichnet
- $r$ den mittleren Schraubenhalbmesser = 38 mm,
- $a$ den Kurbelarm = 400 mm,
- $\varphi$ das Gesamtübersetzungsverhältnis der beiden Vorgelege,
- $P$ die Kurbelkraft = 40 kg für beide Kurbeln zusammen,

so ist

$$\frac{P}{Q}\,\eta = \varphi \frac{r}{R}\,\mathrm{tg}\,\alpha$$

und

$$\varphi = \frac{40 \cdot 0{,}34 \cdot 400}{15\,000 \cdot 38 \cdot 0{,}093} = \frac{1}{9{,}7} \sim \frac{1}{10}.$$

Dieses Verhältnis läßt sich durch das Umsetzungsverhältnis 1 : 2 für die Kegelräder und 1 : 5 für die Stirnräder erreichen.

## c) Zahnstangenwinden.

Die Zahnstangenwinden finden zumeist als sogenannte Wagenwinden, nach Art der Fig. 456 ersichtlichen Abbildung, mit drehbarer Kopf- und fester Fußklaue an der Zahnstange versehen, ferner bei Schleusen und Mühlgräben zum Verstellen und Aufziehen der Schützen, in einzelnen Fällen auch als Zugwinden über schweren Arbeitsmaschinen Verwendung. Die Gehäuse werden aus Holz mit eisernen Beschlägen, in neuerer Zeit auch aus einer einzigen Tafel Stahlblech, die ohne jede Winkeleisenverbindung zu einem hohlen Kasten zusammengebogen und mit dem Kopf- und Bodenstück verschraubt wird, hergestellt. Die Winden erhalten je nach der Größe ihrer Tragkraft — 2000 bis 20000 kg — einfaches oder doppeltes Rädervorgelege mit dem Übersetzungsverhältnis 1 : 4 bis 1 : 7. Um möglichst kleine Räderabmessungen und damit eine handliche Gehäuseform zu erhalten, geht man mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf vier herab und fräst ihre Zahnprofile unmittelbar in die zugehörigen Wellen ein, während das Material gleichzeitig bis zu der äußersten zulässigen Grenze beansprucht wird. Die spezifische Pressung zwischen den Zahnflanken steigt bis auf 400 kg/qcm; in der Zahnwurzel der Zahnstange ergeben sich für die Höchstlast rechnerisch Biegungsbeanspruchungen von 3300 bis 3400 kg/qcm, — vorausgesetzt, daß die Last im ungünstigsten Falle am Kopfe eines einzigen Zahnes angreift.



Fig. 456.

Der Wirkungsgrad der Zahnstangenwinden kann je nach Zahl der Vorgelege und Zähnezahl der Trieblinge $\eta = 0{,}4$ bis $0{,}6$ gesetzt werden.

Die Höhe der Wagenwinde beträgt $\sim 0{,}8$ m, der Zahnstangenhub 0,25 bis 0,60 m.

# D. Krane.

Man unterscheidet je nach der Form der Krangerüste:

Krane mit Ausleger und
Krane mit Bühne.

Erstere werden je nach der Lage der Auslegerstrebe als Drehkrane (mit senkrechter Drehachse) und als Scheren- oder Mastenkrane (mit wagerechter Kippachse) bezeichnet.

Der Kranbetrieb wird für leichte Stücke zumeist noch durch Handarbeit mit Kurbel oder Haspelrad vermittelt.

Für größere Lasten treten pneumatischer, hydraulischer, elektrischer und Dampfbetrieb in Wettbewerb. In dem Nachstehenden sollen nur Handkrane, ferner elektrische und Dampfkrane besprochen werden, wobei bezüglich der beiden letzteren noch zu unterscheiden ist, ob sie mit eigenen Motoren ausgerüstet sind oder durch Leitungen (Strom-, Seil- oder Wellenleitungen) den erforderlichen Antrieb von zumeist noch anderen Zwecken dienenden Motoren aus erhalten. Im übrigen ist bei Erörterung der einzelnen Konstruktionen mehr Rücksicht auf die Einteilung des Gebietes nach den verschiedenen äußeren Kranformen als nach der Art der Betriebskraft genommen.

## a) Krane mit Ausleger.

### 1. Drehkrane mit feststehender Säule.

Fig. 457 zeigt einen solchen Kran, der um eine die Deckenkonstruktion stützende gußeiserne Säule schwingt, mitsamt der auf dem wagerechten Ausleger beweglichen Laufkatze. Das Krangerüst besteht aus ⊏-Eisen.

Bezeichnet

$Q$ die Nutzlast,
$G$ das gesamte Eigengewicht der Laufkatze,

so ruft, wenn zunächst von dem Einflusse des ganzen Kraneigengewichtes abgesehen wird, die belastete Laufkatze bei ihrer Endstellung im Stützpunkte $p$ des Auslegers einen senkrecht abwärts gerichteten Druck $X_1$ und in $o$ eine senkrecht aufwärts gerichtete Kraft $Y_1$ hervor.

Es ist nach der Abbildung

$$X_1 = \frac{(Q+G)(m+n)}{n},$$

$$Y_1 = \frac{(Q+G)m}{n}.$$

Die Kraft $Y_1$ wirkt als Zugkraft in der Säule vom Fuße der Druckstrebe bis zum Ausleger, die Kraft $X_1$ zerlegt sich in eine Druckkraft $D_1$ nach der Richtung der Auslegerstrebe und in eine Zugkraft $Z_1$ nach der Richtung des Laufkatzenträgers.

Es ist

$$D_1 = \frac{X_1}{\sin\alpha},$$

$$Z_1 = \frac{X_1}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Der Kraft $Z_1$ im Punkte $o$ entsprechend wirkt im Fußpunkte $e$ der Auslegerstrebe eine zweite Kraft von gleicher Größe, aber entgegengesetzter Richtung, da in $o$ und $e$ die Kräfte eines Kräftepaares angreifen müssen, das dem Kippmoment des Krangestelles das Gleichgewicht hält. Die Horizontalkraft in $e$ ist die wagerechte Komponente der Strebenkraft $D_1$. Man kann also auch erst $Z_1$ aus

$$(Q + G)(m + n) = Z_1 l_1$$

ermitteln und dann $D_1$ berechnen durch die Beziehung

$$D_1 = \frac{Z_1}{\cos \alpha}.$$

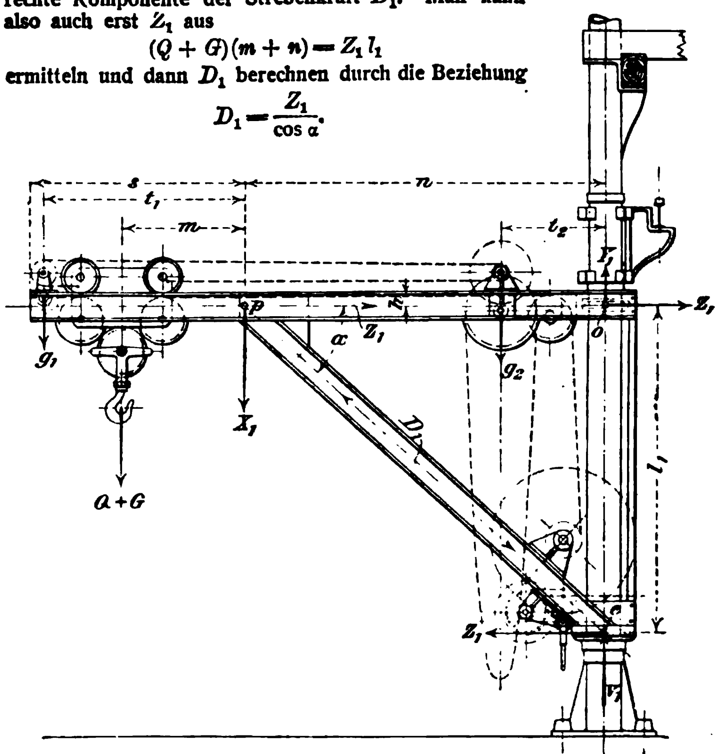



Fig. 457.

Die senkrechte Komponente von $D_1$ im Punkte $e$ — die Kraft $V_1$ — muß $= X_1$ sein. Der Unterschied der entgegengesetzten Kräfte in der Kransäule liefert die Druckbelastung $P_1$ des Säulenfußes, demnach

$$P_1 = V_1 - Y_1 = Q + G.$$

Der Laufkatzenträger wird durch Biegung am stärksten beansprucht. Der gefährliche Querschnitt liegt über der Angriffstelle der Auslegerstrebe bei $p$. Berücksichtigt man das entlastende Biegungsmoment, welches die gespannte Lastkette in bezug auf den Ausleger erzeugt, ferner das Gewicht $g_1$ des Bockes am Ende des Trägers und

das Eigengewicht desselben, so folgt, wenn $q$ das Gewicht des Trägers in kg/lfd. m, für das gesamte Biegungsmoment

$$M_b = (Q + G)\,m + g_1\,t_1 + 2\,q\,s\,\frac{s}{2} - \frac{Q}{2}\,h.$$

Das Moment verteilt sich gleichmäßig auf beide Trägerhälften. Wir erhalten demnach für die [-Eisen, wenn $W$ das Widerstandsmoment des zu ermittelnden Profiles und $k_b$ die zulässige Biegungsbeanspruchung bezeichnen,

$$W = \frac{M_b}{2\,k_b}.$$

Da die vorstehend betrachteten ungünstigsten Belastungsverhältnisse nur selten auftreten, kann $k_b \sim 800$ kg/qcm genommen werden.

Durch die Zugkraft $Z_1$ in der benachbarten Trägerstrecke vermehrt sich die aus der Biegungsbeanspruchung entspringende Zugspannung noch um einen Wert $k_z$, während die Druckspannungen um ebensoviel entlastet werden. Die Kraft $Z_1$ vermindert sich durch den Einfluß der Kettenspannung um etwa $\frac{Q}{2}$. Bedeutet $F$ den Gesamtquerschnitt für beide Trägerhälften, so ist

$$k_z = \frac{Z_1 - \frac{Q}{2}}{F}.$$

Die Normalspannung wächst demnach durch Biegung und Zug auf $k_b + k_z$ in den Zugfasern und sinkt auf $k_b - k_z$ in den Druckfasern.

Durch das Eigengewicht der Laufkatzenträger u. s. w. erhöht sich der Druck im Stützpunkte $p$; gleichzeitig wirkt auf diesen Punkt noch das halbe Eigengewicht der Auslegerstrebe.

Bezeichnet man den hieraus folgenden Gesamtzuwachs der Kraft $X_1$ mit $X_2$, so folgt unter schätzungsweiser Annahme eines Gewichtes $g_2$ für die im Abstande $t_2$ vom Mitte Säule wirkende Belastung des Laufkatzentriebwerkes mit seinem Lagerbock

$$X_2 = \frac{g_1\,(t_1 + n) + \frac{2\,(s + n)^2\,q}{2} + g_2\,t_2}{n} + \text{halbes Strebengewicht.}$$

Die Druckkomponente dieser Kraft nach der Auslegerstrebe wird

$$D_2 = \frac{X_2}{\sin\alpha}.$$

Der Gesamtdruck in der Strebe ist

$$D = D_1 + D_2.$$

Diese Kraft beansprucht beide Auslegerstreben von je $l$ cm Länge auf Knickfestigkeit; man erhält das kleinste Trägheitsmoment $J_y$ des Strebenquerschnittes, wenn man die fünffache Strebenkraft in Rechnung stellt, nach Fig. 5 (S. 45)

$$J_y = \frac{5\,\frac{D}{2}\,l^2}{\pi^2\,2\,000\,000}.$$

Schließlich ergibt sich noch für die Zugkomponente der Vertikalkraft $X_2$ in dem Laufkatzenträger

$$Z_2 = \frac{X_2}{\operatorname{tg} \alpha},$$

wodurch eine weitere Vermehrung der spezifischen Zugspannung des Laufkatzenträgers auftritt, die indes zumeist so gering ist, daß sie vernachlässigt werden kann.

Die Vertikalkomponente der Kraft $D_2$ erhöht im Fuße der Auslegerstrebe die Druckbelastung der Kransäule um $X_2$.

Für die Beanspruchung der Säule zufolge des um sie schwingenden belasteten Krangestelles ist das Kippmoment des letzteren zu ermitteln, welches durch den Biegungswiderstand der Säule aufgenommen werden muß. Die gleichzeitige Druckbelastung der Säule ruft eine Spannungsvermehrung auf der Druckseite der Säule hervor.

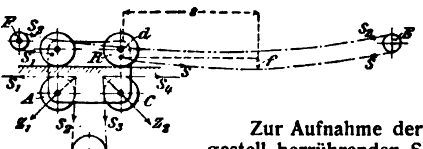


Fig. 458.

Zur Aufnahme der von dem belasteten Krangestell herrührenden Säulendrücke empfiehlt sich die Anordnung eines oberen Rollen- und eines unteren Kugellagers, in ähnlicher Weise, wie dies bei dem Fig. 459 ersichtlichen Drehkrane zur Ausführung gekommen ist.

Für die Berechnung der Laufkatzenwinde sind zuvor die Fahrwiderstände der Laufkatze zu ermitteln. Diese setzen sich zusammen aus:

α) den Bewegungswiderständen der Leitrollen in der Laufkatze und der losen Rolle für die Lastkette;

β) dem Widerstande der rollenden Reibung der Katzenlaufräder und ihrer Zapfen- und Spurkranzreibung;

γ) den Widerständen der Laufkatzen-Zugkette und ihrer Rollen.

α) Sind $A$ und $C$, Fig. 458, die Leitrollen für die Lastkette in der Katze und $B$ die lose Rolle in der Kettenschlinge, an der die Last hängt, so kann, da die Spannung im Trum $S_1$ angenähert gleich der halben Nutzlast, also $= \frac{Q}{2}$, nach den früher (S. 447) entwickelten Bezeichnungen gesetzt werden

$$S_2 = S_1 x = \frac{Q}{2} x; \quad S_3 = S_2 x = \frac{Q}{2} x^2; \quad S_4 = S_3 x = \frac{Q}{2} x^3,$$

worin $x \sim 1{,}06$ beträgt.

Der Spannungswiderstand in den wagerechten Strecken der Lastkette setzt sonach der Katzenbewegung einen Widerstand

$$W_1 = \frac{Q}{2} (x^3 - 1)$$

entgegen.

β) Die Gesamtzapfenbelastung ist nach den vorstehend ermittelten Kettenspannungen

$$Z = Z_1 + Z_2 = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2};$$

Bezeichnet noch

$G$ das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,
$R$ den Halbmesser der Laufräder in cm,
$d$ den Durchmesser ihrer Zapfen in cm,
$\mu_1$ den Zapfenreibungskoeffizienten = 0,1,
$f$ den Koeffizienten der wälzenden Reibung in cm = 0,08,

so folgt für den Fahrwiderstand, infolge der Zapfen- und der rollenden Reibung,

$$W_2 = \frac{(Q+G)f + \mu_1 \frac{d}{2} Z}{R} + \text{Spurkranzreibung};$$

letztere kann etwa gleich dem 0,5fachen des von der rollenden und der Zapfenreibung herrührenden Fahrwiderstandes gewählt werden.

γ) Die als Erhöhung des Fahrwiderstandes in Rechnung zu stellende Spannung $S_1$ (Fig. 458) der Laufkatzenzugkette wird am größten, wenn die Katze in die linke Endstellung gelangt.

Bezeichnet

$f$ die größte Einsenkung des oberen Kettentrums in m,
$s$ seine halbe Spannweite in m,
$p$ das Eigengewicht der Kette in kg/lfd. m,

so kann, wenn an Stelle der Kettenlinie eine Parabel als Näherungskurve zugrunde gelegt wird,

$$S = \frac{p\,s^2}{2f}$$

gesetzt werden.

Damit folgt für die aufzuwendende Zugkraft $S_1$ am Kopf der Laufkatze

$$S_1 = W_1 + W_2 + S.$$

Durch die Widerstände an der Leitrolle $F$ steigt die erforderliche Zugkraft $S_2$ im oberen Kettentrum auf $S_2 = S_1\,x$.

Für die Umfangskraft $U'$ an der treibenden Daumenrolle $E$ ist schließlich wegen der Zapfen- und Kettenreibung an dieser Rolle $U' = S_2\,x = S_1\,x^2$ zu setzen. Andererseits unterstützt die Kettenspannung $S$ an der Ablaufstelle der Daumenrolle ihren Antrieb, so daß eine Umfangskraft

$$U = U' - S = S_1\,x^2 - S = (W_1 + W_2)\,x^2 + \frac{p\,s^2}{2f}(x^2 - 1)$$

von außen in die treibende Daumenwelle einzuleiten ist.

Hiermit kann die Laufkatzenwinde berechnet werden.

## Gießerei-Drehkran für 6000 kg Tragkraft.

Ausgeführt von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, A.-G., Abteilung Unruh & Liebig, in Leipzig-Plagwitz.

Die Auslegerstrebe des Fig. 459 ersichtlichen Kranes von 5000 mm größtem Schwenkhalbmesser wird hier durch zwei gebogene ⊏-Eisen gebildet, die gegen Laufkatzenträger und Kranschilde noch durch besondere Streben abgesteift sind. Diese, wie auch die übrigen zum Krangerüst gehörigen Streben sind ebenfalls aus ⊏-Eisen hergestellt. Die feststehende Kransäule besteht aus zwei durch ⊏-Eisen miteinander

verbundenen I-Trägern. Durch ein am äußersten Ende der verlängerten Laufkatzenträger befestigtes Gegengewicht werden die Biegungsbeanspruchung der Säule wie auch die wagerechten Schwenklagerdrücke vermindert.

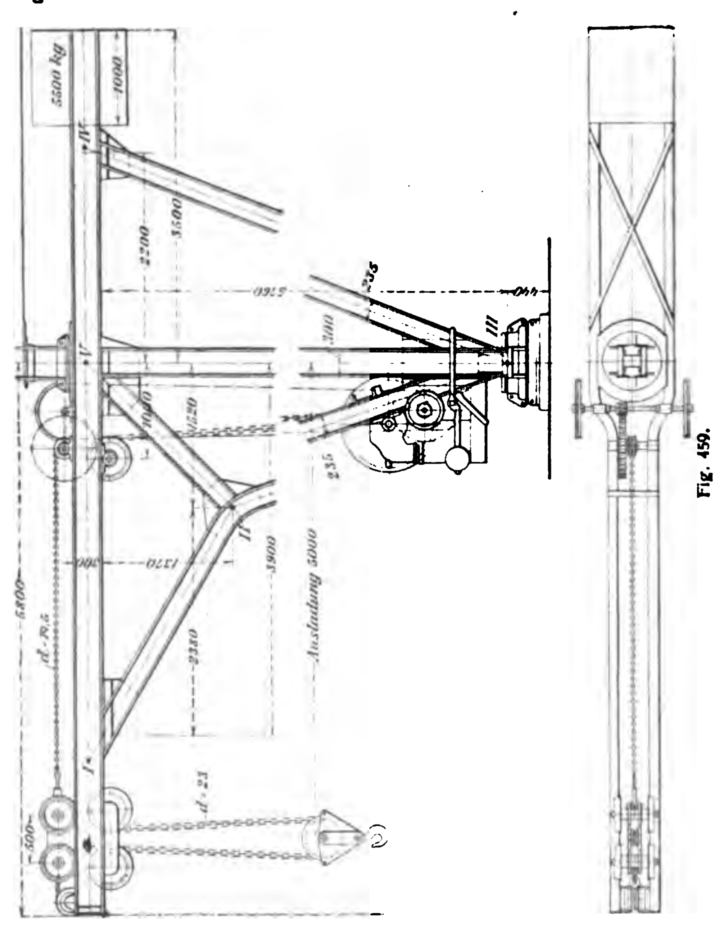


Fig. 459.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes I für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren gesamtes Eigengewicht zu 300 kg angenommen wird (s. Fig. 460 a),

$$\frac{6300 \cdot 5000}{4160} \sim 7570 \text{ kg},$$

während sich die Belastung des Knotenpunktes *IV* — herrührend von dem 5500 kg schweren Gegengewichte — zu

$$\frac{5500 \cdot 3000}{2260} = 7300 \text{ kg}$$

ergibt.

Hiermit folgt für die im Knotenpunkte *V* aufwärtsgerichtete Kraft

$$(7570 + 7300) - (6300 + 5500) = 3070 \text{ kg}.$$

Die wagerechten Seitenkräfte, welche in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, ermitteln sich unmittelbar zu

$$\frac{6300 \cdot 5000 - 5500 \cdot 3000}{5910} \sim 2540 \text{ kg},$$

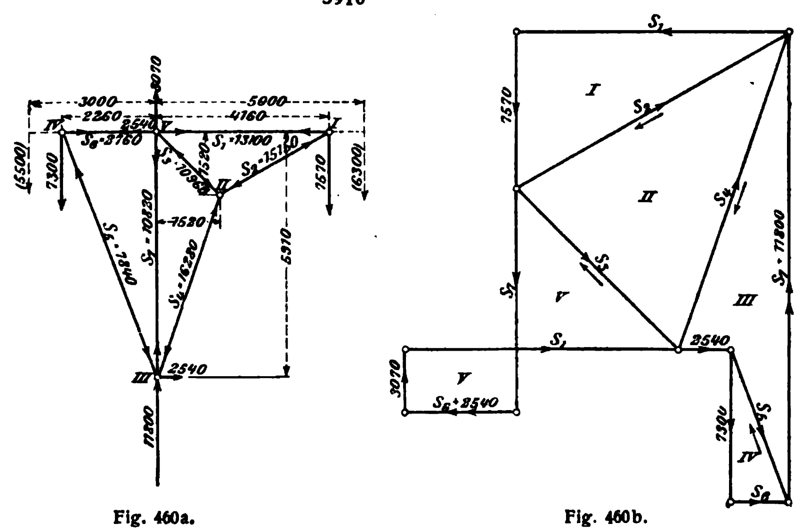


Fig. 460a. Fig. 460b.

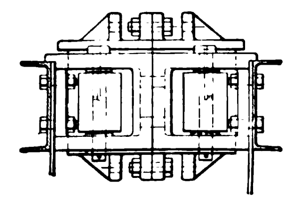
Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die Stabkräfte des Krangerüstes durch Aufzeichnen des Kräfteplanes für die einzelnen Knotenpunkte desselben nach Fig. 460b.

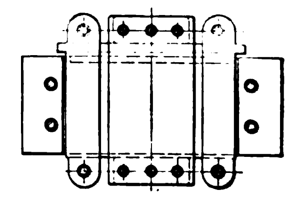
Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte kann in gleicher Weise ermittelt werden, indem man zunächst das Gewicht jeder einzelnen Stabstrecke auf die benachbarten Knotenpunkte verteilt und für diese Knotenpunktbelastungen, in Verbindung mit den wagerechten Kräften, die infolge der Eigengewichtswirkung des Krangerüstes in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, sowie unter Berücksichtigung der senkrechten Belastungen von *I* und *IV* durch das Eigengewicht der freien Enden der Laufkatzenträger, einen zweiten Kräfteplan verzeichnet, dessen Kraftgrößen zu denen des ersteren hinzutreten. Für die Abmessungen der Stabprofile, die, wie in dem vorhergehenden Beispiel, auf Grund der Festigkeitsrechnungen zu bestimmen sind, ist der Einfluß des Eigengewichtes nicht sehr erheblich und kann

von vornherein durch entsprechende Beschränkung der zulässigen Beanspruchungen berücksichtigt werden.

Die in den Knotenpunkten *III* und *V* auftretenden wagerechten Kräfte sind jedoch möglichst genau zu berechnen, und ebenso darf die zusätzliche Druckbelastung des Stützzapfens nicht vernachlässigt werden. Im vorliegenden Falle ist das Krangestell durch ein als Rollenlager ausgebildetes oberes Halslager (Fig. 461) und durch ein unteres Kugellager (Fig. 462) mit 62 Stahlkugeln von je 1¼" engl. Durchmesser abgestützt. (In Fig. 462 ist zu beachten, daß im Aufriß die zweiteilige Druckplatte des Kugellagers gegenüber dem Grundriß um 90° versetzt liegt.)

Die Lastwinde (Fig. 462) ist mit doppeltem Vorgelege und Wechselräderpaaren konstruiert, um kleinere Lasten mit entsprechend größerer Geschwindigkeit heben zu können. Der Austausch der Wechsel-





räder erfolgt beim Verschieben der Kurbelwelle, deren jeweilige Lage durch eine Falle gesichert ist.

In der gezeichneten Stellung ist die Kurbelwelle ausgerückt. Beim Verschieben derselben nach links arbeitet die Winde mit Rädern, die Zähnezahlen 12 und 84 bezw. 10 und 84 aufweisen. Hiernach ist bei ∼ 124 mm Daumenrad- und 400 mm Kurbelhalbmesser, mit dem Gesamtwirkungsgrade des Triebwerkes $\eta = 0{,}70$, der erforderliche Kurbeldruck

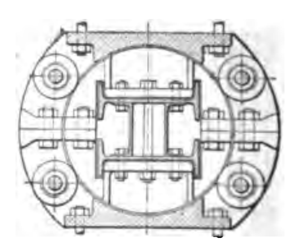


Fig. 461.

$$P = \frac{3000 \cdot 124}{0{,}70 \cdot 400} \frac{12}{84} \frac{10}{84} \sim 22 \text{ kg},$$

d. h. ∼ 11 kg für jeden der beiden Arbeiter.

Mit dem Umsetzungsverhältnis $\frac{24}{72}$ des Wechselräderpaares läßt sich bei dem gleichen Kurbeldrucke von 22 kg eine Last

$$Q' = \frac{22 \cdot 400 \cdot 72 \cdot 84 \cdot 0{,}70}{124 \cdot 24 \cdot 10} \sim 1250 \text{ kg}$$

mit etwa $\frac{7}{3}$mal größerer Geschwindigkeit heben als vordem die volle Nutzlast.

Die Winde ist mit einer Sperradbremse ausgerüstet, um das selbsttätige Sinken der Last zu hindern.

Die **Laufkatze** (Fig. 459) wird mittels einer kalibrierten Kette ohne Ende durch Antrieb des rechtsseitigen Daumenrades ($z = 6$, $t = 40$, $d = 155{,}45$) verschoben, dessen Stirnrädervorgelege mit dem Umsetzungsverhältnis 13 : 84 durch Haspelräder von je 600 mm Durchmesser mit Ziehketten von unten in Tätigkeit gesetzt werden kann.

Zum **Schwenken** des Kranes dient eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette.

Als **freistehende** Drehkrane mit fester Stahlsäule oder mit hohler gußeiserner Säule haben die **Verladekrane** mit gekrümmtem Blechträger oder mit gerader Auslegerstrebe und Schließe eine große Verbreitung gefunden.

Fig. 463 zeigt einen derartigen Kran mit **gekrümmtem Blechträger** der Maschinenfabrik **E. Becker** in Berlin für Nutzlasten bis zu 15 000 kg.

Die feststehende Stahlsäule ist mit schwach kegelförmig verjüngtem Fuß in die entsprechend ausgebohrte Nabe einer sternförmigen Grundplatte eingelassen und diese durch acht Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden.

Der aus Blechen und Winkeleisen hergestellte, gekrümmte Ausleger — häufig finden auch **gitterförmige Ausleger**

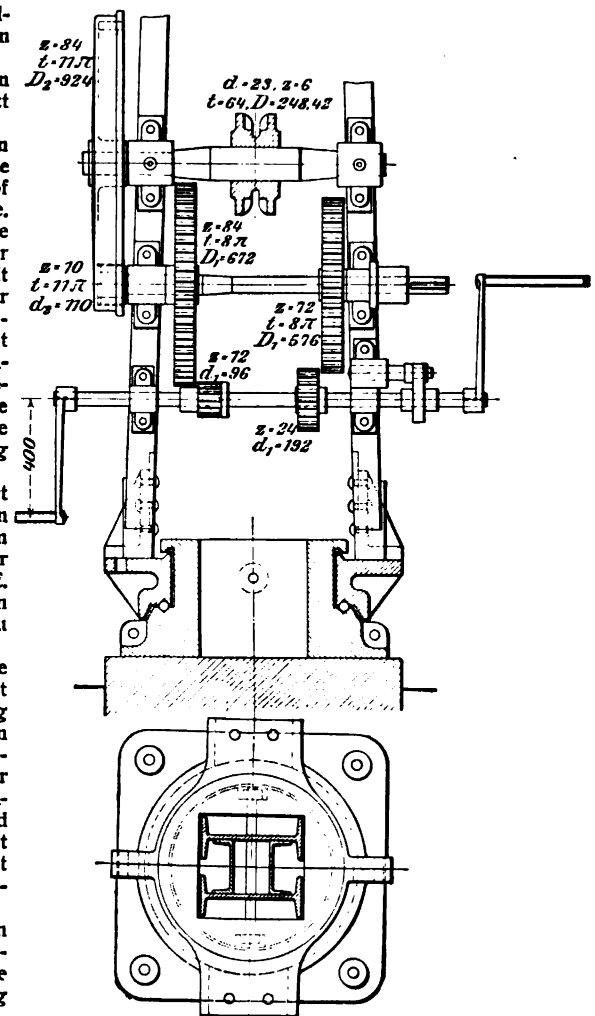



Fig. 462.

Anwendung — mit doppeltem, umschaltbarem Vorgelege und loser Rolle stützt sich oben mittels einer kräftigen Spurzapfenplatte auf den Säulenkopf, unten mittels der Rollen eines Halslagers gegen den Säulenschaft.

Zum Schwenken des Kranes sind die Reibungswiderstände im Stützzapfen- und im Rollenlager zu überwinden; hierzu dient im vorliegenden Falle eine besondere, auf der Abbildung nicht ersichtliche Winde.

Bezeichnet

$V$ die senkrechte Belastung des Stützzapfens,
$H$ „ wagerechte „ „ „
$N = \frac{H}{2 \cos \frac{a}{2}}$ die wagerechte Belastung jeder der beiden Halslagerrollen,
$r_1$ den Stützzapfenhalbmesser,
$r_2$ „ Halbmesser der Lagerrollen,
$r_3$ „ „ „ Rollenachsen,
$\rho$ „ „ des Säulenschaftes,
$\mu_1 = 0{,}1$ den Zapfenreibungskoeffizienten,
$f = 0{,}08$ (auf cm bezogen) den Koeffizienten der rollenden Reibung,
$R$ den Teilkreishalbmesser des auf die Kransäule für den Schwenkbetrieb aufgekeilten Zahnkranzes,

so bestimmt sich der auf den Umfang dieses Teilkreises bezogene Gesamtwiderstand aller Lagerreibungen durch

$$W = \frac{\mu_1 V r_1}{2R} + \frac{\mu_1 H r_1}{R} + \frac{2 \mu_1 N r_3}{r_2} \frac{\rho}{R} + \frac{2 f N}{r_2} \frac{\rho}{R}.$$

Die Berechnung der Kransäule (für Stahl $k_b = 800$, für Gußeisen $k_b = 400$ kg/qcm) erfolgt wie S. 480 angegeben; damit sie sich möglichst wenig durchbiegt, ist sie so kurz, wie es mit Rücksicht auf die Lager statthaft ist, auszuführen.

Anstatt der meist stark überlasteten Rollenlager mit drei großen Rollen, von denen zwei Rollen den Lagerdruck aufnehmen und auf die Stützsäule übertragen, die dritte Rolle nur zur Führung dient, wenden einige Konstrukteure einfach cylindrische Muffen an, welche die Kransäule hinter dem Auslegerfuß als Lagerschale umgeben und bei der Dicke der Säulen verhältnismäßig geringe spezifische Pressungen empfangen. Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man die Rollenachsen in einen frei beweglichen Ring (s. z. B. Fig. 474) einsetzt, der durch besondere kleine Laufräder getragen wird und der Krandrehung folgt, während sich der Lagerdruck, ohne die Achsen der wälzenden Rollen zu belasten, von dem drehbaren Blechträger (Ausleger) auf die feststehende Kransäule überträgt.

Der Zug $Z$ in den Ankerschrauben folgt für den in der Kranschnabelebene liegenden Drehpunkt $E$ der Grundplatte nach Fig. 463 aus

$$(Q + G)(a - c) + G_1 (b - c) = G_0 c + Z d.$$

Hierin bedeutet

$Q + G$ die Nutzlast samt Eigengewicht der losen Rolle mit Haken u. s. w. am Hebelarme $a - c$,
$G_1$ das Eigengewicht der überhängenden Teile des Krangerüstes am Hebelarme $b - c$,

$G_0$ das Eigengewicht der zentrischen Teile einschließlich Grundplatte am Hebelarme $c$,

$d$ den Hebelarm der dem angenommenen Drehpunkte $E$ diametral gegenüberliegenden Ankerschraube.

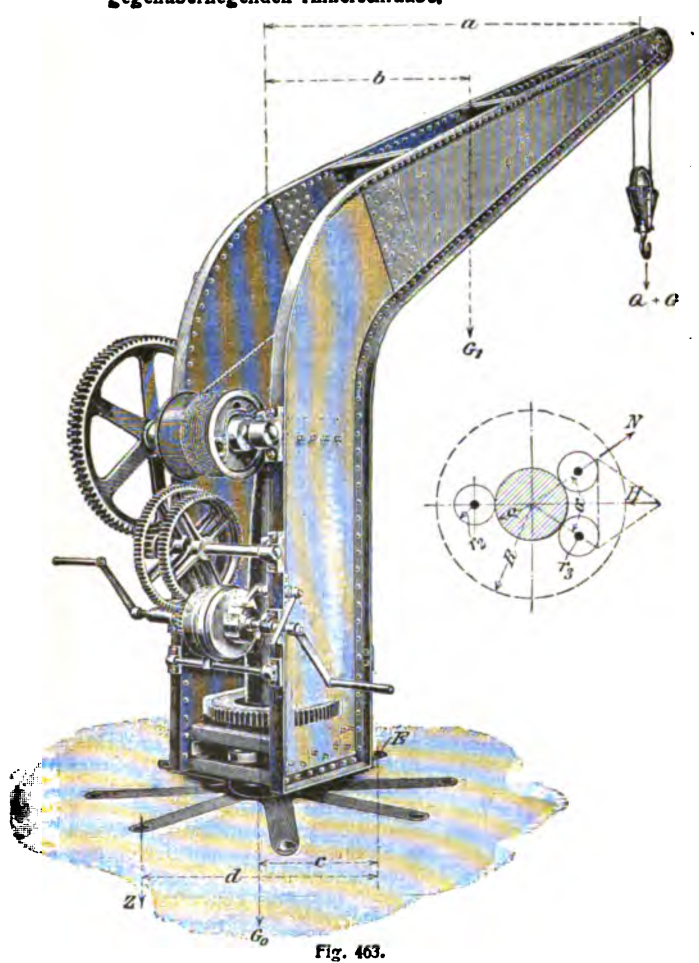



Fig. 463.

Die Kraft $Z$ dient ferner zur Ermittelung der Abmessungen der auf Biegung beanspruchten Armquerschnitte der sternförmigen Grundplatte. Der gefährliche Querschnitt der Arme liegt an der Nabe.

Da die Fundamentanker dazu dienen, die Grundplatte mit einem cylindrischen Mauerklotz zu verbinden, der das Umkippen des vollbelasteten Kranes zufolge seines Eigengewichtes $Q_0$ verhindern soll, ergibt sich letzteres, unter Bezugnahme auf Fig. 463, für eine an den Grundkreis des vollkommen freistehend gedachten Mauerklotzes vom Durchmesser $D$ (in m) gelegte Tangente als Kippachse zu

$$Q_0 = \frac{(Q+G)\left(a - \frac{D}{2}\right) - G_1\left(\frac{D}{2} - b\right)}{\frac{D}{2}} - G_0 = \frac{\pi}{4} D^2 l \gamma,$$

worin noch

$l$ die Höhe des Fundamentsteincylinders, d. h. die Länge der Anker in m,

$\gamma$ das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk in kg (im Mittel $\gamma = 1600$ kg)

bedeuten.

Der Durchmesser $D$ des Steincylinders ist etwa 40 bis 50 cm größer als der Durchmesser des Ankerkreises der Grundplatte zu nehmen. Das Gewicht des Fundaments wählt man zweckmäßig $= 2\,Q_0$ bis $2{,}5\,Q_0$.

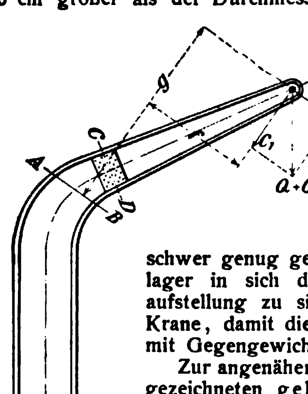


Fig. 464.

Zuweilen werden die Ankerschrauben weggelassen und die Krane mit großen schmiedeeisernen Sternen als Fundamentplatten auf eine Betonschicht gesetzt und dann mit Kies überschüttet oder aber die gußeisernen Grundplatten groß und schwer genug gemacht, um bei genügend festem Auflager in sich den Gleichgewichtszustand der Kranaufstellung zu sichern. In beiden Fällen werden die Krane, damit die Grundplatte kleiner ausfällt, häufig mit Gegengewichten ausgeführt.

Zur angenäherten Berechnung des in Fig. 464 herausgezeichneten gekrümmten Blechträgers sind für den beliebigen Querschnitt $A$—$B$ desselben das Biegungsmoment $C_1 f + C_2 g$, worin $C_1$ und $C_2$ die Seitenkräfte von $Q + G$, ferner die Druckkraft $C_1$ zu berücksichtigen. Der Zug in dem auf die Trommel auflaufenden Kettentrum wirkt entlastend und kann zu Gunsten der Konstruktionssicherheit unberücksichtigt bleiben. Die Schubkraft $C_2$ kommt insbesondere für die Trennungsstelle des Trägers (Querschnitt $C$—$D$) in Betracht und muß durch die Schubspannung der hier angeordneten Niete der zweiseitigen Laschenverbindung aufgenommen werden.

Fig. 465 zeigt einen Verladekran mit geradem Ausleger und Schließe der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim für Nutzlasten bis zu 16500 kg. Die Kranwinde sowie das Triebwerk für das Kranschwenken sind an den gußeisernen Seitenplatten — den sog. Kranschilden — bezw. am Kasten des unteren

Rollenlagers befestigt. Die aus 2 Teilen zusammengeschraubte Grundplatte ist für den Schwenkbetrieb mit einer Innenverzahnung versehen.

Einen freistehenden Drehkran (Verladekran) der Fig. 466 ersichtlichen Bauart mit elektrischem Antrieb durch einen reversierbaren Motor, der mit der Lastwinde unten am Krangestell angeordnet ist, lieferte die Maschinenfabrik E. Becker in Berlin für die Donnersmarckhütte in Zabrze (Oberschlesien). Der Kran hat 3000 kg Tragfähigkeit und 4,25 m Ausladung. Der Betrieb erfolgt durch einen Hauptstrommotor von 4,5 PS Leistung mit einer Hubgeschwindigkeit von 4 m/min für die Höchstlast.

Derartige Krane werden für Nutzlasten bis zu 15000 kg gebaut.

Fig. 465.

Die Verschiebung der Laufkatze und das Schwenken des Kranauslegers geschieht von Hand durch Haspelketten oder Kurbelantrieb.

## 2. Drehkrane mit beweglicher Säule.

Ein drehbarer Wandkran (Magazinkran) mit innerhalb des Gebäudes liegender Konsolwinde von E. Becker in Berlin ist in Fig. 467 dargestellt. Die Abstützung des Kranes erfolgt durch ein an der Außenseite der Mauer befestigtes oberes Konsollager und ein unteres Spurlager. Die Lastkette wird, um das Kranschwenken zu ermöglichen,

über ein in Nähe des oberen Zapfens angebrachtes Leitrollenpaar *a*, *b* nach der Trommel geführt.

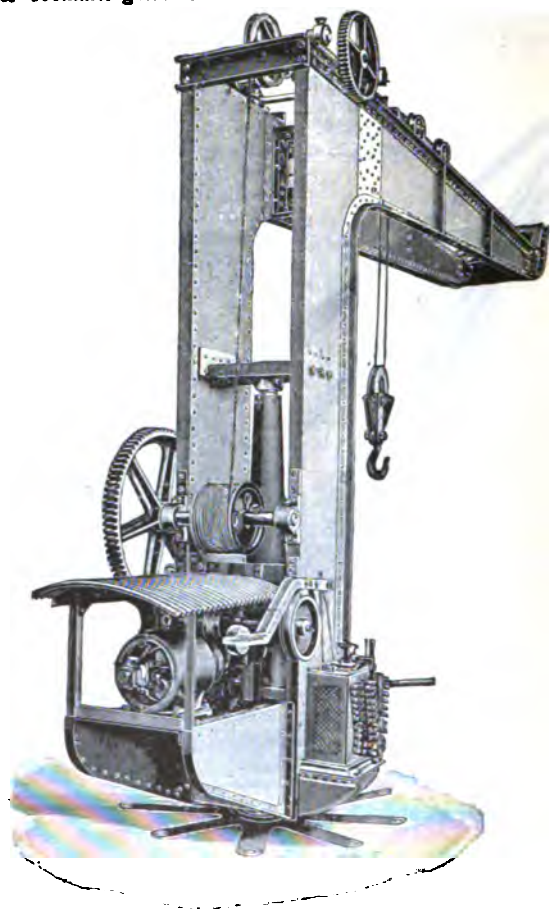


Fig. 466.

Um die durch die Lage dieser Leitrollen, in bezug auf die Krandrehachse, hervorgerufene Neigung des Kranes zum selbsttätigen Schwenken zu vermindern, empfiehlt es sich, den Durchmesser der Rollen, selbst für große Kranausladungen,

$$d \leqq 250 \text{ mm}$$

zu wählen.

Die Neigung zum selbsttätigen Schwenken verschwindet, wenn man die Lastkette durch eine senkrechte Leitrolle vom Ausleger zunächst in die Krandrehachse und erst durch eine zweite Leitrolle nach der Winde ablenkt.

Das aus ⊏-Eisen gebildete Gerüst eines schweren Gießereikranes für 6000 kg Nutzlast und 4800 mm größten Schwenkhalbmesser zeigt Fig. 468.

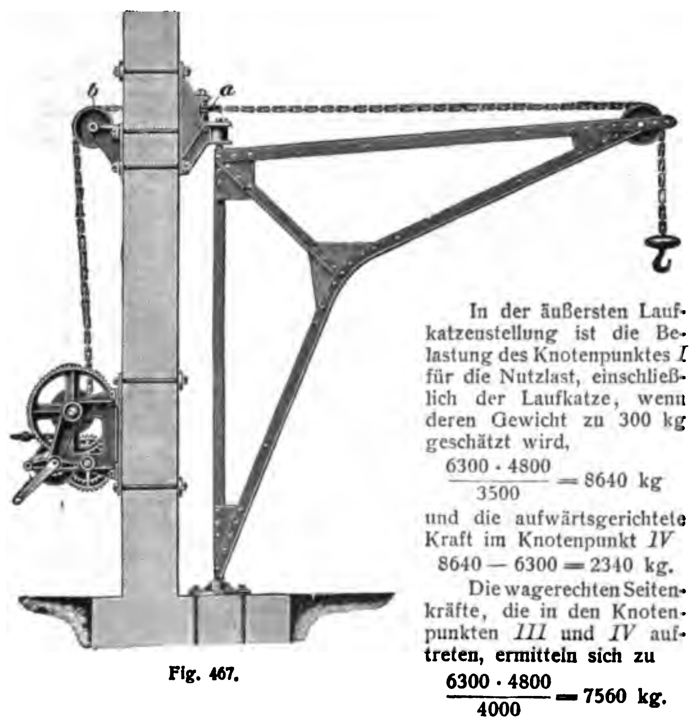



Fig. 467.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes *I* für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren Gewicht zu 300 kg geschätzt wird,

$$\frac{6300 \cdot 4800}{3500} = 8640 \text{ kg}$$

und die aufwärtsgerichtete Kraft im Knotenpunkt *IV*

$$8640 - 6300 = 2340 \text{ kg}.$$

Die wagerechten Seitenkräfte, die in den Knotenpunkten *III* und *IV* auftreten, ermitteln sich zu

$$\frac{6300 \cdot 4800}{4000} = 7560 \text{ kg}.$$

Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die einzelnen Stabkräfte des Systems durch Aufzeichnen des in Fig. 468a ersichtlichen Kräfteplanes. Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte läßt sich in gleicher Weise, wie es für den in Fig. 457 dargestellten Gießereikran mit feststehender Säule auf S. 479 angegeben ist, ermitteln.

Der Antrieb der Lastwinde erfolgt durch Kurbeln, derjenige der Laufkatze durch ein Haspelrad.

Bei einem ähnlichen Kran (Fig. 469) der Maschinenfabrik C. Herm. Findeisen in Chemnitz für 7500 kg Nutzlast erhalten Lastwinde und Laufkatze Kurbelantrieb. Das Schwenken des Kranes geschieht von Hand.

Bei dem in Fig. 470 dargestellten Drehkran mit elektrischem Antrieb von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr arbeitet der in das Krangerüst eingebaute Elektromotor durch ein Wurmgetriebe auf eine senkrechte gemeinsame Vorgelegewelle *a* für die Lastwinde und die Laufkatzenbewegung, von der der Antrieb mittels einer Reibungskupplung durch eines der beiden Stirnräderwechselpaare für schnellen oder langsamen Gang auf die benachbarte Welle *b* übertragen werden kann. Diese ist mit Wendegetrieben *c* und *d* der Fig. 471 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Von dem unteren Wendegetriebe *c*

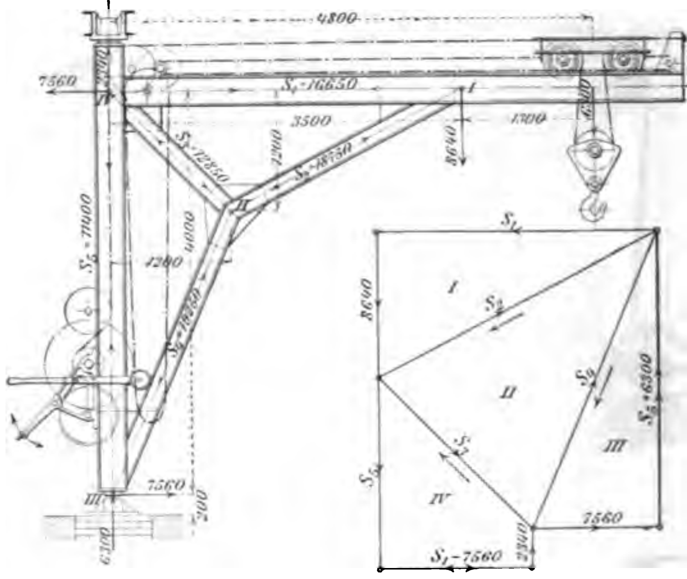


Fig. 468. Fig. 468a.

zweigt sich der rechts- und linksläufige Antrieb der Lastwinde, von dem oberen *d* das Fahrwerk der Laufkatze je durch ein Stirnräderpaar ab. Die Lastkette läuft über eine Kettennuß und fällt in einen unten an der Kransäule angebrachten Kasten. Das Hebelwerk der Lastbremse ist derart mit dem Steuerhebel des Windenwendegetriebes gekuppelt, daß sich die Bremse beim Ausrücken desselben schließt und die aufgewundene Last schwebend festhält.

Bei dem als Schubkeilkupplung ausgebildeten Wendegetriebe (Fig. 471) werden die innerhalb der beiden lose auf der Wellenachse laufenden Kegelräder $a_1$ und $b_1$ liegenden geschlitzten Ringe zum Kupplungsschlufs durch Keildruck auseinandergespreizt. Die Schubmuffe *m*, auf der die Keile *k* befestigt sind, wird in der gewöhnlichen Weise mittels eines Schleifringes durch einen Gabelhebel bewegt, an dessen äußerem Ende eine nach dem Steuerhebel führende Zugstange angreift.

Unter der Annahme,

daß der Durchmesser des Ringes im ungespreizten Zustande ~ 2 mm kleiner als der innere Kupplungsscheibendurchmesser,

der halbe Keilwinkel $\alpha$ des Schubkeiles tg $\alpha = 0,2$,

$P_1$ die Spreizkraft in tangentialer Richtung zum Auseinanderdrücken des Ringes,

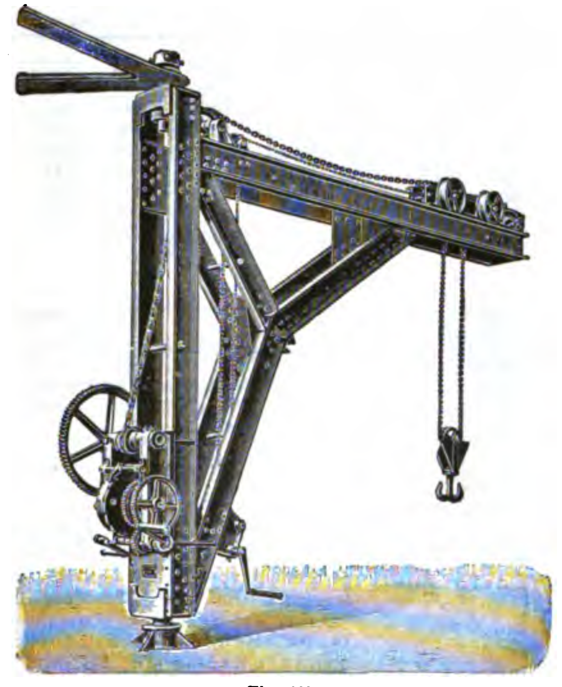


Fig. 469.

$P_2$ die zusätzliche Spreizkraft zur Erzeugung des Druckes zwischen den Gleitflächen,

$D$ die Einpressungskraft des Keiles in der achsialen Vorschubrichtung ist,

sind für Gußeisenringe mit dem Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$ und mit einer Pressung $p = 10$ kg/qcm in den Gleitflächen im angepreſsten Zustande — überall gleichmäßiges Anliegen vorausgesetzt — in der folgenden Tabelle die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zusammengestellt [1]).

---

[1]) Vergl. H. Bethmann, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 534.

| Durchmesser des gespreizten Ringes mm | Ringbreite mm | Ringdicke mm | Übertragbare Umfangskraft kg | Spreizkraft $P_1$ kg | Anpressungskraft $P_2$ kg | Einpressungskraft $D$ des Keiles kg | Größte Zugbeanspruchung kg/qcm | Größte Druckbeanspruchung kg/qcm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 200 | 60 | 10 | 377 | 20 | 600 | 372 | 417 | 483 |
| 250 | 65 | 12,5 | 510 | 21,5 | 811 | 499 | 332 | 405 |
| 300 | 70 | 15 | 660 | 23,6 | 1050 | 644 | 281 | 357 |
| 350 | 75 | 17,5 | 824 | 25,2 | 1310 | 801 | 238 | 320 |
| 400 | 80 | 20 | 1005 | 26,5 | 1600 | 975 | 208 | 291 |
| 450 | 85 | 22,5 | 1202 | 28,7 | 1908 | 1162 | 177 | 262 |
| 500 | 90 | 25 | 1414 | 29,9 | 2251 | 1368 | 166 | 255 |
| 550 | 95 | 27,5 | 1642 | 31 | 2611 | 1585 | 148 | 236 |
| 600 | 100 | 30 | 1885 | 33 | 3000 | 1820 | 139 | 227 |

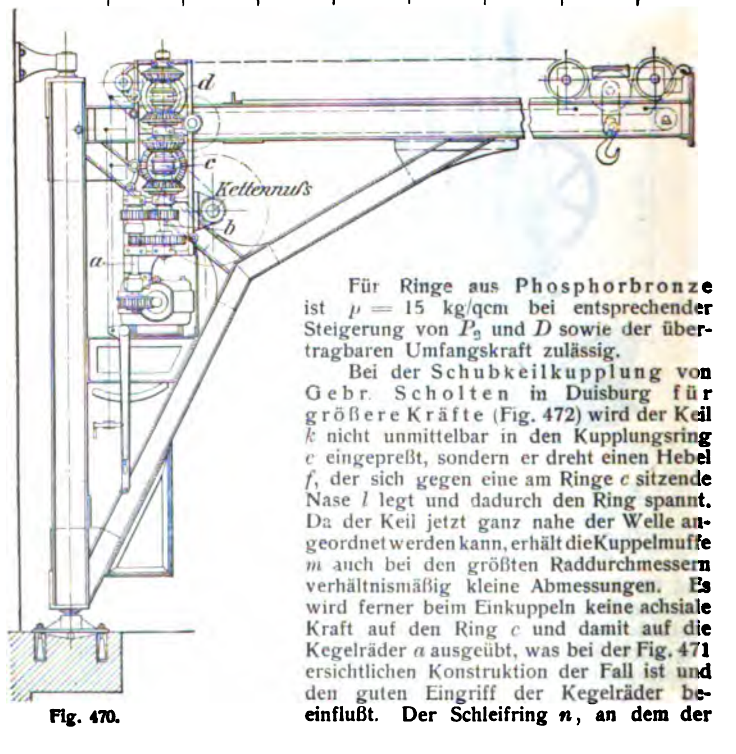



Fig. 470.

Für Ringe aus **Phosphorbronze** ist $p = 15$ kg/qcm bei entsprechender Steigerung von $P_2$ und $D$ sowie der übertragbaren Umfangskraft zulässig.

Bei der **Schubkeilkupplung** von **Gebr. Scholten** in Duisburg **für größere Kräfte** (Fig. 472) wird der Keil $k$ nicht unmittelbar in den Kupplungsring $c$ eingepreßt, sondern er dreht einen Hebel $f$, der sich gegen eine am Ringe $c$ sitzende Nase $l$ legt und dadurch den Ring spannt. Da der Keil jetzt ganz nahe der Welle angeordnet werden kann, erhält die Kuppelmuffe $m$ auch bei den größten Raddurchmessern verhältnismäßig kleine Abmessungen. Es wird ferner beim Einkuppeln keine achsiale Kraft auf den Ring $c$ und damit auf die Kegelräder $a$ ausgeübt, was bei der Fig. 471 ersichtlichen Konstruktion der Fall ist und den guten Eingriff der Kegelräder beeinflußt. Der Schleifring $n$, an dem der

Gabelhebel *o* angreift, ist in der zweiteiligen Muffe *m* auf Stahlkugeln gelagert.

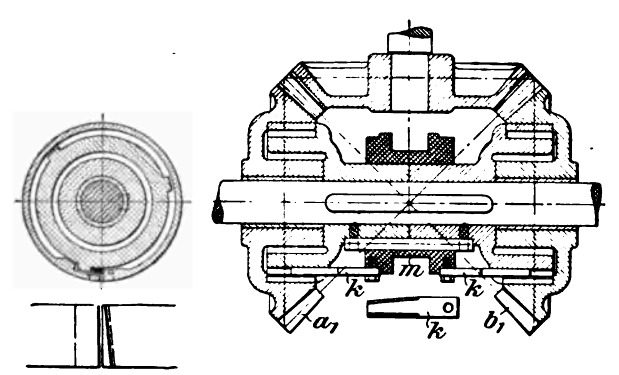



Fig. 471.

Mit derartigen Kupplungen sind die Wendegetriebe des in Fig. 475 dargestellten elektrischen Velocipedkranes für 8000 kg Tragkraft ausgerüstet. Das äußere Ende des mit dem Schleifringe jeder Kupplung verbundenen Gabelhebels greift hier mit einem verzahnten Segment in eine mittels Handrades bewegte Schnecke, durch deren Selbstsperrung der Hebel in jeder Lage festgehalten wird.

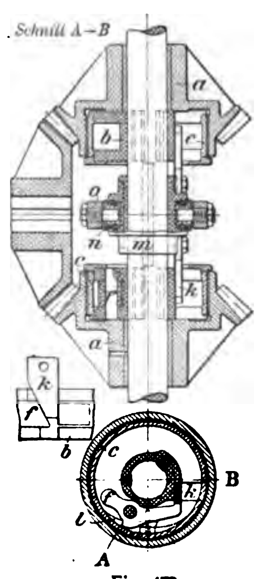



Fig. 472.

Bei den von **F a i r b a i r n** zuerst ausgeführten und nach ihm benannten **S c h a c h t k r a n e n** wird der Ausleger durch einen einzigen, aus Blechen und Winkeleisen zusammengenieteten, gekrümmten Träger mit kastenförmigem Querschnitt gebildet.

Da die vollen Blechwangen des Auslegers dem Schwenken des zumeist an ungeschützten Orten aufgestellten Kranes bei Winddruck einen großen Widerstand entgegensetzen, werden dieselben vielfach durch ein **G i t t e r w e r k** ersetzt, wie es die Abbildung (Fig. 473) zeigt.

Der Auslegerkopf wird in diesem Falle zur Aufnahme der Leitrolle mit kurzen, vollen Blechwangen ausgeführt und auch die Übergangskrümmung zwischen Ausleger und Säulenschaft vollwandig hergestellt.

Die **S t a b k r ä f t e** lassen sich am einfachsten auf **g r a p h i s c h e m W e g e** durch Aufzeichnen der Kräftepläne oder mittels der



Ritterschen Methode — durch Aufstellen der Momentengleichungen für die verschiedenen Knotenpunkte — bestimmen.

Das Fußzapfenlager ist ein gewöhnliches Spurlager, das Halslager ein grofses Rollenlager der in Fig. 474 dargestellten Banart mit Wälzungsrollen in einem gemeinsamen Laufring, dessen kegelförmige Tragrollen zwischen den Wälzungsrollen liegen.

Bezeichnet

$Q$ die Nutzlast,

$G$ das Eigengewicht der losen Rolle mit Haken u. s. w.,

$G_1$ das Eigengewicht der überhängenden Teile des Krangerüstes,

so folgt für die gleich grofsen, wagerechten Widerlagdrucke der beiden Kranlager mit den bezüglichen Hebelarmen $a$, $b$ und $h$

$$H = \frac{(Q + G)\,a + G_1\,b}{h}.$$

Vielfach ist $h \sim 0{,}5\,a$.

Für zwei belastete Druckrollen (Fig. 474) ist der Rollendruck

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$$

und dessen Beitrag zu dem der Drehung des Kranes widerstehenden Momente

$$M_1 = 4\,N f \frac{\rho}{r_2},$$

worin noch

$\rho$ den Halbmesser der inneren Wälzungsbahn,

$r_2$ den Halbmesser der Wälzungsrollen,

$f$ den Koeffizienten der wälzenden Reibung $\sim 0{,}08$ (auf cm bezogen)

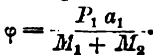
bedeuten.

Fig. 473.

Das Reibungsmoment des Stützzapfens vom Halbmesser $r_1$ ergibt sich für die volle Belastung $V$ desselben mit dem Zapfenreibungskoeffizienten $\mu_1$ zu

$$M_2 = \mu_1 r_1 (H + \frac{2}{3} V).$$

Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Drehtriebwerkes ergibt sich für die Kurbelkraft $P_1$ und die Kurbelarmlänge $a_1$ zu



$$\varphi = \frac{P_1 a_1}{M_1 + M_2}.$$

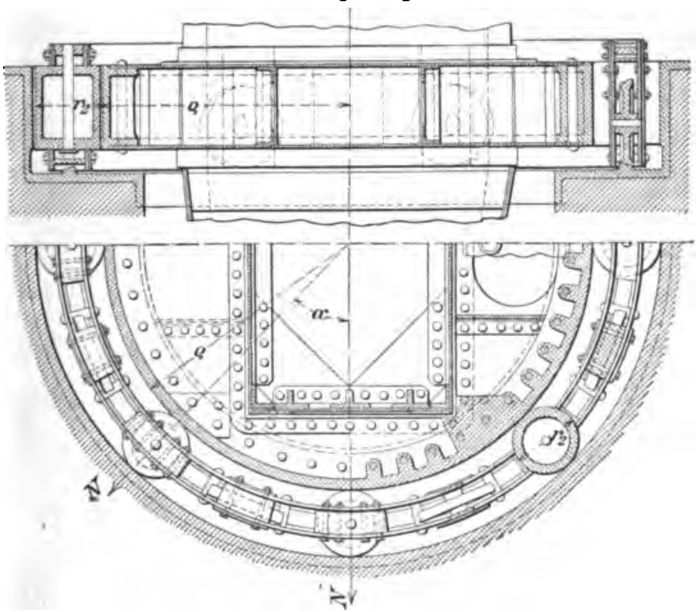


Fig. 474.

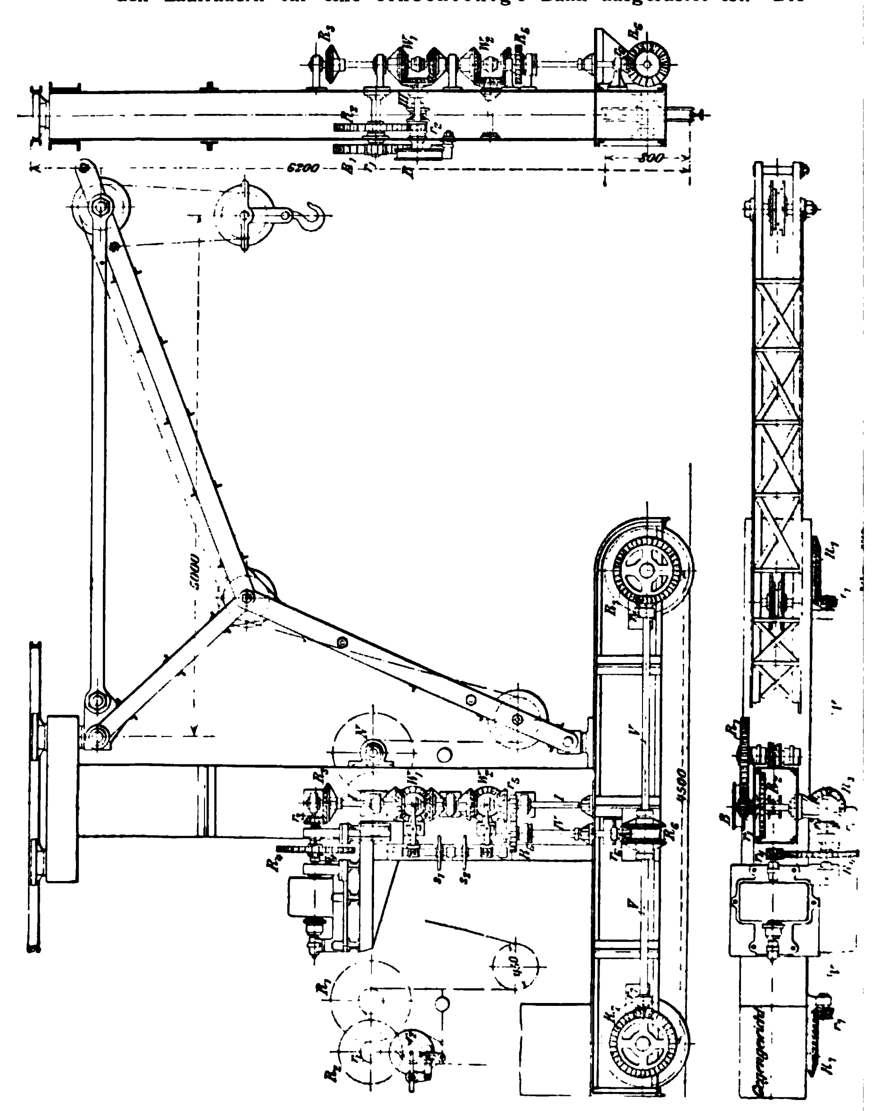
Die Fairbairn-Krane werden auch für Dampfbetrieb eingerichtet und erhalten in diesem Falle zweckmäßig einen mit dem Kran herumschwingenden Kessel, womit die Zuleitung des Dampfes von außen durch den unteren Zapfen vermieden wird. Bequemer lassen sich diese Krane durch einen Elektromotor betreiben, wobei es nicht erforderlich ist, den Strom durch den Zapfen zu leiten.

### 3. Fahrbare Drehkrane.

#### α) Drehkrane auf **einer** Schiene laufend.

Zum Bewegen von Lasten im Werkstättenbetriebe werden vor etwa 30 Jahren von Ramsbottom erfundene sogenannte Veloziped-

krane benutzt, deren Wagengestell nur mit zwei hintereinander liegenden Laufrädern für eine einschienige Bahn ausgerüstet ist. Die



Krane werden mit Hand- und Seilantrieb (Seilgeschwindigkeit bis zu 25 m/sek), in neuerer Zeit zumeist mit elektrischem Antriebe gebaut.

Bei dem in Fig. 475 dargestellten Velozipedkran für 8000 kg Tragkraft, von Gebr. Scholten in Duisburg[1]), ist ein stets in gleichem Drehsinn laufender Elektromotor verwendet, der durch das Rohhautritzel $r_4$ das Rad $R_4$ und durch das Kegelräderpaar $r_3$, $R_3$ die senkrechte Welle $I$ mit den beiden Wendegetrieben $W_1$ und $W_2$ umtreibt.

Auf der von $W_1$ betriebenen Welle $III$ sitzt die Bremsscheibe $B$; die beiden Stahlgußräderpaare $r_2$, $R_2$ und $r_1$, $R_1$ übertragen die Bewegung auf die Welle der Kettennuß $N$ von 233,4 mm Durchmesser für eine Lastkette von 23 mm Eisenstärke.

Die Fahrbewegung des Kranes wird durch das Wendegetriebe $W_2$ eingeleitet, indem auf dem unteren der beiden Kegelräder das Getriebe $r_5$ befestigt ist, durch welches $R_5$, die Wellen $IV$, $V$ und schließlich die Laufräder angetrieben werden.

Die beiden Zahnräderwendegetriebe mit Reibungskupplung der Fig. 472 (S. 495) ersichtlichen Bauart werden mittels der Handräder $s_1$ und $s_2$ bedient. Der Hebel der auf Welle $III$ sitzenden Differentialbremse steht mit der Steuerung des Wendegetriebes $W_1$ derart in Verbindung, dafs, wenn dieses auf Abwärtsgang eingestellt ist, die Bremse gelöst ist. Die Last wird also auch beim Abwärtsgange durch den Motor angetrieben; dadurch können leere Haken und kleine Lasten rasch gesenkt werden, ohne daß schwere Hakengeschirre erforderlich sind.

Das zur Übertragung der Fahrbewegung des Kranes dienende Zahnrad $R_5$ sitzt auf seiner Achse nicht fest, sondern ist mit Rücksicht auf die beim Anfahren und Abstellen auftretenden Massenkräfte durch eine Lamellenkupplung mit ihr verbunden.

Der Kranausleger wird von Hand geschwenkt; um die hierbei auftretenden Reibungswiderstände zu vermindern, läuft der untere Stützzapfen desselben auf Stahlkugeln.

Aus der nachstehenden Tabelle sind die Abmessungen der Zahnräder zu entnehmen.

| Bezeichnung | Durchmesser | Zähnezahl | Teilung |
|---|---|---|---|
| $r_1 : R_1$ | 196 : 784 | 14 : 56 | $14\pi$ |
| $r_2 : R_2$ | 126 : 630 | 14 : 70 | $9\pi$ |
| $r_3 : R_3$ | 216 : 432 | 24 : 48 | $9\pi$ |
| $r_4 : R_4$ | 150 : 750 | 15 : 75 | $10\pi$ |
| $r_5 : R_5$ | 180 : 360 | 18 : 36 | $10\pi$ |
| $r_6 : R_6$ | 143 : 429 | 13 : 39 | $11\pi$ |
| $r_7 : R_7$ | 192 : 672 | 12 : 42 | $16\pi$ |

Hiernach beträgt die Hubgeschwindigkeit der Last bei 1100 minutlichen Umdrehungen des Motors von 9,5 PS

$$v_1 = \frac{1}{2}\, 0{,}2334\, \pi \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4} 1100 = 1{,}92 \text{ m/min},$$

die Fahrgeschwindigkeit

$$v_2 = 0{,}8\, \pi \frac{r_7}{R_7} \frac{r_6}{R_6} \frac{r_5}{R_5} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4} 1100 = 13{,}15 \text{ m/min}.$$

[1]) Vergl. Chr. Eberle, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 4.

Der **Wirkungsgrad** der Lastbewegung ist bei der gebräuchlichen Annahme

$$\eta = 0{,}98 \; 0{,}96^3 \; 0{,}95 \; 0{,}92^4 = 0{,}60.$$

Die Größe des Koeffizienten $c$ ergibt sich bei dem aus Rohhaut gefertigten Ritzel vom Halbmesser $r_4$ aus der Gleichung

$$P = c\,b\,t \text{ (vergl. S. 102).}$$

Es ist

$$P = \frac{75 \cdot 9{,}5}{\frac{0{,}075\,\pi \cdot 1100}{30}} = 82{,}5 \text{ kg}; \; b = 65 \text{ mm}; \; t = 10\,\pi;$$

demnach

$$c = \frac{82{,}5}{6{,}5 \cdot \pi} = 4{,}05.$$

### β) Drehkrane auf zwei Schienen laufend.

Fig. 476 zeigt einen fahrbaren Drehkran von 5000 kg Tragkraft der Firma Gauhe, Gockel & Cie. in Oberlahnstein a. Rh. Derselbe besteht aus einer gußstählernen feststehenden Säule, auf die sich mittels kräftiger Traversen mit eingesetzten stählernen Zapfen das drehbare Gestell stützt. Die Ausleger werden von zwei Ɛ förmigen, durch Winkel und Flacheisen versteiften Walzeisen gebildet, die durch Zugstangen mit der oberen Säulentraverse verbunden sind. Von hier führen zwei weitere Stangen nach den Enden eines ebenfalls aus Ɛ-Eisen hergestellten Gegenauslegers, auf dem sich das Gegengewicht $G_1$ bewegt. Die Wirkung des letzteren wird durch ein festes Gegengewicht $G_2$ unterstützt. Die Säule ist in das Untergestell eines vierrädrigen Wagens eingebaut.

Die **selbsttätige Einstellung** des Gegengewichtes $G_1$ wird durch eine im Auslegerkopf liegende Spiralrolle vermittelt, die das stehende Kettentrum der losen Lastrolle aufnimmt und mit einer zweiten Rolle fest verbunden ist, die als Windentrommel für das am fahrbaren Gegengewicht befestigte Drahtseil dient. Beim Aufwinden der Last dreht der Kettenzug die Spiralrolle samt der Seilrolle und zieht damit das Gegengewicht nach außen, bis sich durch Verkleinerung des treibenden Rollenmomentes, infolge der abnehmenden Armlängen der Spirale, das Gleichgewicht mit dem unveränderlichen Moment des Gegengewichtszuges an der zugehörigen Seilrolle herstellt.

Im vorliegenden Falle sind die Gegengewichte so bemessen, daß bei keinem Belastungszustand der Schwerpunkt sich um mehr als 500 mm von der Kranmitte entfernt. Da nun die durch die Laufräder gelegten Unterstützungslinien ein Quadrat von 1500 mm Seitenlänge bilden, so bedarf es keinerlei weiterer Vorrichtungen, um Standfestigkeit herbeizuführen. Die auf den Abbildungen ersichtlichen Schienenklammern dienen nur zum Feststellen des Kranes.

Der selbsttätige Ausgleich der Last durch das Gegengewicht vermindert gleichzeitig die Biegungsbeanspruchung der Kransäule und die wagerechten Schwenklagerdrücke. Die mit doppeltem ausrückbarem Vorgelege gebaute Lastwinde ist zum Betreiben mittels Klemmkurbeln eingerichtet. Für kleine Lasten kann die lose Rolle durch die Fig. 476a

ersichtliche Sperrung der Lastkette mittels des Hakenträgers außer Tätigkeit gesetzt werden. Zum Schutze gegen den Kurbelrücklauf ist

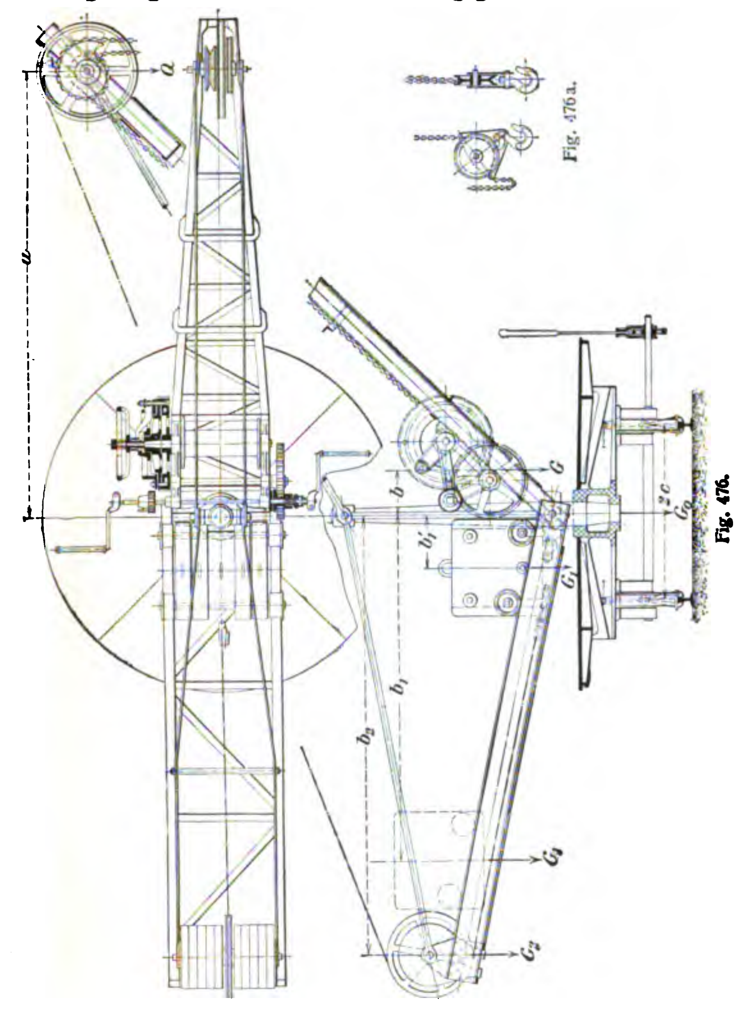


Fig. 476a.

Fig. 476.

die Winde mit der S. 438 beschriebenen Senkbremskupplung ausgerüstet. (Über ein ebenfalls angeordnetes ausrückbares Sicherheitsgesperre s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 265.)

Bezeichnet allgemein in bezug auf die Standfestigkeit solcher fahrbaren Drehkrane hinsichtlich ihrer freien Aufstellung auf der Schienenbahn (vergl. Fig. 476)

$Q$ die Höchstlast des Kranes,
$a$ die Ausladung,
$G_1$ das fahrbare Gegengewicht,
$b_1$ bezw. $b_1'$ den zugehörigen Hebelarm in der äußersten bezw. innersten Stellung dieses Gewichtes,
$G_2$ das feste Gegengewicht,
$G$ das Gewicht des ganzen beweglichen Krangestelles, mit Ausnahme der Gegengewichte $G_1$ und $G_2$,
$G_0$ das Eigengewicht des Wagens mit Einschluß der festen Kransäule,
$b$ und $b_2$ die Hebelarme von $G$ und $G_2$,
$2c$ die Schienenspurweite,

so muß, um ein Kippen des belasteten Kranes zu verhüten,

$$Q(a-c)-G(c-b)-G_1(b_1+c)-G_2(b_2+c)-G_0c<0$$

sein.

Damit der Gesamtschwerpunkt auch bei unbelastetem Krane innerhalb der Räder bleibt, muß die Bedingung erfüllt werden:

$$G_2(b_2-c)-G_1(c-b_1')-G(b+c)-G_0c<0.$$

Ist der Radstand $<2c$, so ist dieser an Stelle von $2c$ in die vorstehenden Gleichungen einzuführen.

Häufig erfolgt die Einstellung des Gegengewichtes fahrbarer Drehkrane nicht selbsttätig durch die Last, sondern nach Bedarf von Hand.

Ein fahrbarer Dampfdrehkran mit beweglichem Ausleger in geknickter Form — letzteres um den für die Last unter dem Ausleger verfügbaren Raum zu vergrößern — von Menck & Hambrock in Altona ist in Fig. 477 dargestellt.

Das Oberteil dieses Kranes dreht sich um eine feste Stahlsäule, die in dem mit Puffer und Zughaken ausgerüsteten Unterwagen befestigt ist. Derartige Krane — sog. Schmalspurdampfkrane — werden für Eisenbahnen von 750 bis 1525 mm Spurweite gebaut und haben ihre weiteste Verbreitung als Lokomotiv- und Rangierkrane gefunden, während Krane für noch größere Spurweiten — bis 3100 mm — als Hafenkrane, für Bauunternehmer u. s. w. verwendet werden.

Die Krane bedürfen, um beim Drehen standfest zu sein, neben den Gegengewichten — als solche dienen Dampfkessel (stehender Querrohrkessel) nebst Wasserbehälter und Kohlenkasten — entweder der Hilfe von Seitenstützen oder der Hinzufügung einer besonderen Beschwerung des Unterwagens durch Ballastgewichte. Krane mit ausreichenden Gegengewichten ohne Seitenstützen sind da vorzuziehen, wo Lasten häufig gehoben und am Kran hängend verfahren werden sollen. An Stelle der Seitenstützen können auch Schienenklammern oder besondere Stützrollen verwendet werden.

Zum Betreiben des Fig. 477 ersichtlichen Kranes dient eine Zwillingsdampfmaschine mit Kulissensteuerung. Hub- und Fahrwerk werden durch Klauenkupplungen eingerückt; das Drehen des Kranes und die Auslegerbewegung erfolgen durch Reibungskupplungen und Wendegetriebe.

Die Senkgeschwindigkeit der Last kann durch eine Bremse allein oder auch durch Bremse und Maschine gemeinsam geregelt werden. Eine zweite Bremse am Fahrwerk ist zu empfehlen, wenn der Kran viel auf geneigten Bahnen arbeitet.

Die auf S. 504 befindliche Tabelle enthält einige marktgängige Ausführungen der von Menck & Hambrock gebauten Schmalspurdampfkrane für Spurweiten von 750, 900, 1000, 1250, 1435 und 1525 mm, entsprechend den Modellnummern 2 und 4, 2 bis 6, 2 bis 8, 2 bis 10 und 2 bis 12 (letztere für 1435 und 1525 mm Spurweite).

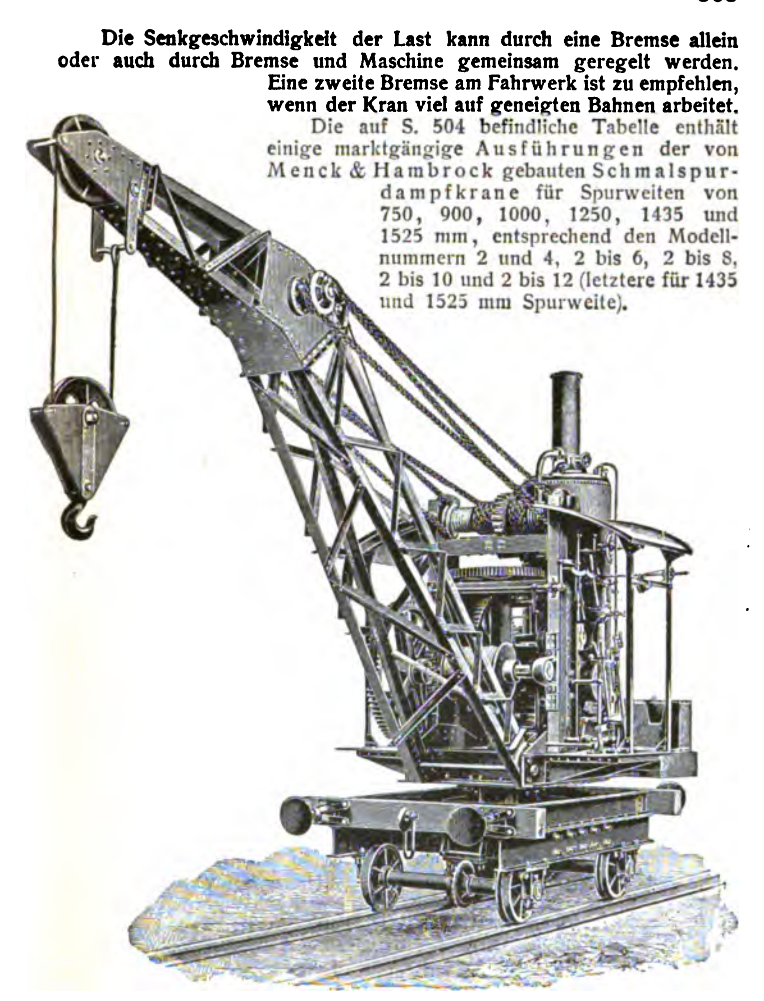


Fig. 477.

Die Hebehöhe der Krane beträgt, wenn die Last mit Kette gehoben wird, das Zweifache, und wenn die Last mit Seil gehoben wird, das Vierfache der Höhe der Auslegerrolle über Schienenoberkante.

Damit der Kran unter Umständen eine größere Zugkraft auszuüben imstande ist, wird durch Einschaltung entsprechender Räder-

| Modellnummer | Tragfähigkeit kg | Ausladung vom Drehpunkt bis Mitte Haken m | Rollenhöhe über Schienenoberkante m | Hubgeschwindigkeit m/min | Zahl der minutlichen Umdrehungen des Kranes | Normale Fahrgeschwindigkeit m/min |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | 1 800 | 3 | 3,8 | 6,7 | 2,6 | 60 |
| | 1 000 | 5,4 | 5 | 12 | 2,6 | 60 |
| 4 | 3 600 | 3,35 | 4,25 | 6,7 | 2,4 | 60 |
| | 2 000 | 6 | 5,5 | 12 | 2,4 | 60 |
| 6 | 5 500 | 3,7 | 4,5 | 6,75 | 2,2 | 60 |
| | 3 100 | 6,6 | 6 | 12 | 2,2 | 60 |
| 8 | 7 500 | 4 | 4,8 | 7,6 | 2,0 | 60 |
| | 4 300 | 7 | 7 | 12 | 2,0 | 60 |
| 10 | 9 750 | 4,5 | 5,2 | 6 | 2,0 | 50 |
| | 5 800 | 7,5 | 7,5 | 10 | 1,8 | 50 |
| 12 | 12 000 | 5 | 5,75 | 6 | 1,8 | 40 |
| | 7 500 | 8 | 8,5 | 10 | 1,6 | 40 |

vorgelege eine zweite (geringere) Fahrgeschwindigkeit desselben ermöglicht.

Lokomotivdampfkrane erhalten am fahrbaren Untergestell eine besondere Lokomotivmaschine mit zwei Cylindern und Umsteuerung.

Zuweilen erfolgt die Abstützung des Kranes durch eine Drehscheibe, die, auf einen Mittelzapfen (Königszapfen) gelagert, mittels Rollen auf einer kreisförmigen Schienenbahn läuft.

Fig. 478 zeigt die in Walzeisen ausgeführte Drehscheibe eines von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Paris 1900 ausgestellten elektrisch betriebenen Vollportalkranes für 3000 kg Tragkraft mit zugehörigem Drehwerk und Fahrwerk. Hierzu dient ein einziger Motor, der normal 5 PS bei 950 Uml/min liefert. Mit seiner Ankerwelle ist eine Welle gekuppelt, die einerseits durch eine Klaue mit dem lose darauf drehbaren Rohhautgetriebe für Fahren und anderseits durch eine Klaue mit einer Schneckenwelle für Drehen gekuppelt werden kann. In die Schnecke der letzteren greift das Rad einer stehenden Welle, deren am andern Ende befestigtes Getriebe mit einem auf dem Walzeisenunterbau der Drehscheibe befestigten Rade mit Innenverzahnung in Eingriff steht. In das Rohhautgetriebe dagegen greift das Stirnrad einer zweiten Schneckenwelle, die ihrerseits mittels Schneckenrades auf eine durch den Mittelzapfen gesteckte stehende Welle wirkt. Von letzterer aus werden mit 6 Paar Kegelrädern, 2 Paar Stirnrädern und 6 Hilfswellen die Laufräder des Kranes angetrieben. Die Umsteuerung wird durch einen Wendeanlasser *m* mit Kohlenkontakten und Kupferrolle bewirkt. Die Steuerwelle *a* ist nach unten verlängert, trägt dort eine Kurvenscheibe *b* und betätigt mit dieser die Stoppbremse *g* des Motors, die als gewichtbelastete Einklotzbremse ausgeführt ist. Die vier Laufrollen der Drehscheibe stützen sich auf eine normale Eisenbahnschiene (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 880).

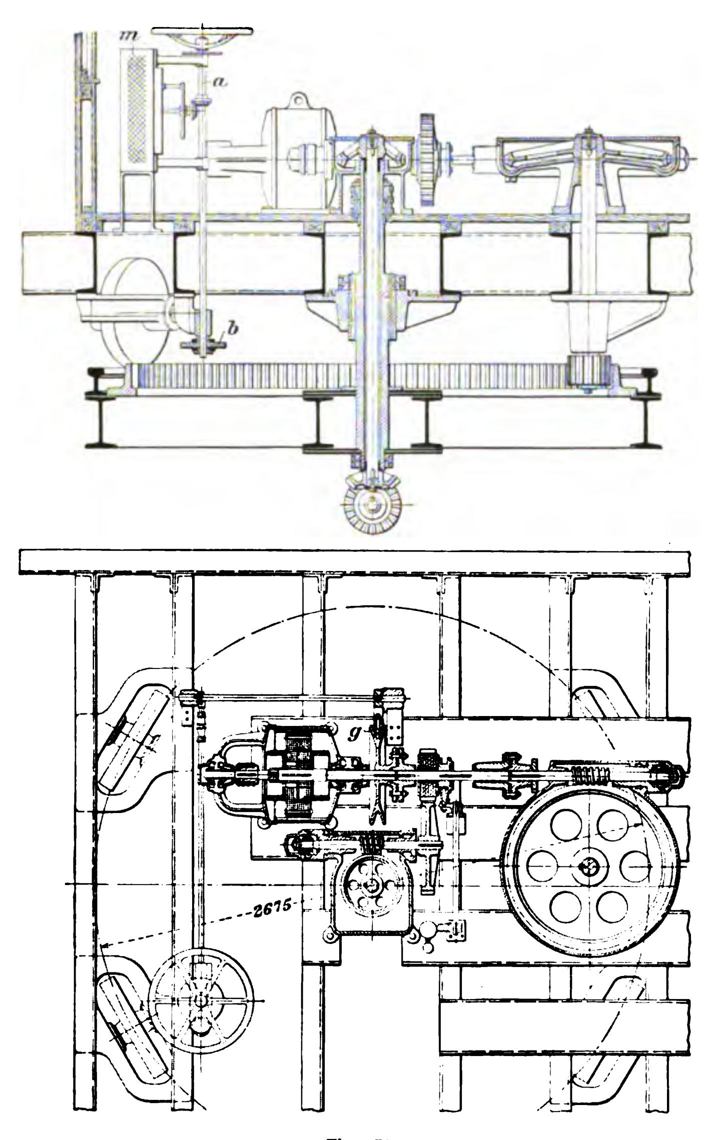



Fig. 478.

Ein von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr für den Hamburger Hafen gebauter Drehscheibenkran von 150 000 kg Tragkraft hat folgende Hauptabmessungen:

| | | |
|---|---|---|
| Ausladung von Mitte Drehachse bis zum großen Lasthaken . | 17,3 | m |
| " " " " " " kleinen " . | 19,3 | " |
| Hubhöhe für den großen Lasthaken . . . . . . . . . . | 25,0 | " |
| Hub der oberen Rolle über Quai . . . . . . . . . . . | 31,0 | " |
| Durchmesser der Drehscheibe von Mitte zu Mitte Rolle . . . | 13,0 | " |
| Gewicht des Kranes ohne Ballast . . . . . . . . . . . | 245 000 | kg |
| " " Ballastes . . . . . . . . . . . . . . . . | 250 000 | " |
| Cylinderdurchmesser der Zwillingsmaschine . . . . . . . | 314 | mm |
| Hub derselben . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 550 | " |
| Minutliche Umdrehungszahl . . . . . . . . . . . . . | 80 | " |
| Hubgeschwindigkeiten für Lasten bis 150 000 kg . . . . . . | 0,25 | m/min |
| " " " " 75 000 " . . . . . . | 0,5 | " |
| " " " " 36 000 " . . . . . . | 1,0 | " |
| " " " " 18 000 " . . . . . . | 2,0 | " |
| Schwenkgeschwindigkeiten (am großen Lasthaken gemessen) { | 9,0<br>18,0 | "<br>" |

Der Kran wird durch einen kräftigen Mittelzapfen gehalten und ruht auf 32 Laufrollen. Die Lastkette ist eine Gallsche Gelenkkette von 200 mm Teilung; für die größte Last wirkt diese Kette vierfach, für die kleinste Last einfach. Die Steuerung erfolgt durch Wendegetriebe.

## 4. Scheren- oder Mastenkrane.

Bei diesen Kranen wird der Ausleger aus zwei nach unten weit auseinander gespreizten Schenkeln — meist aus einzelnen zusammen-

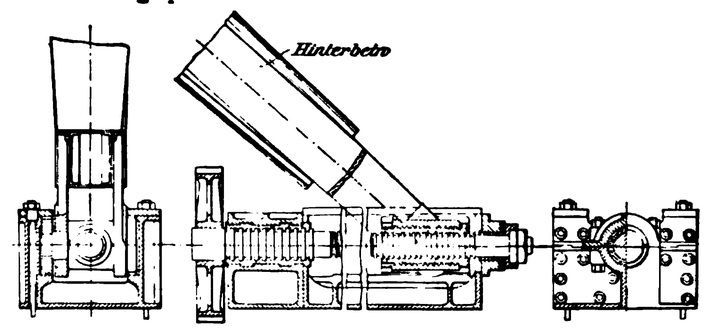



Fig. 479

genieteten Blechschüssen mit konischer Verjüngung nach beiden Enden bestehend — hergestellt, durch deren veränderliche Neigung die Last horizontal versetzt wird. Dies geschieht durch eine vom Auslegerkopf zu einer Winde auf dem Grundmauerwerk führende Kette oder durch ein stellbares sog. Hinterbein. Dasselbe ist zu dem Zwecke mit einem Fuß versehen, der von einer Dampfmaschine aus durch eine mittels Kammzapfens abgestützte, zwischen einer wagerechten Schlittenbahn gelagerte Schraubenspindel verschoben wird. Fig. 479 zeigt einen solchen Fuß am Hinterbein eines von der Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. zu Govan (England) aufgestellten Kranes für 130 000 kg Tragkraft; derselbe greift über einen mit Muttergewinde versehenen Kreuzkopf. Außer dem Kammzapfenlager und einem gewöhnlichen Lager am anderen Ende der etwa 20 m langen Schrauben-

spindel sind noch drei mit Weißmetall ausgefütterte gelenkige Zwischenlager zum Tragen der Schraube vorgesehen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1130).

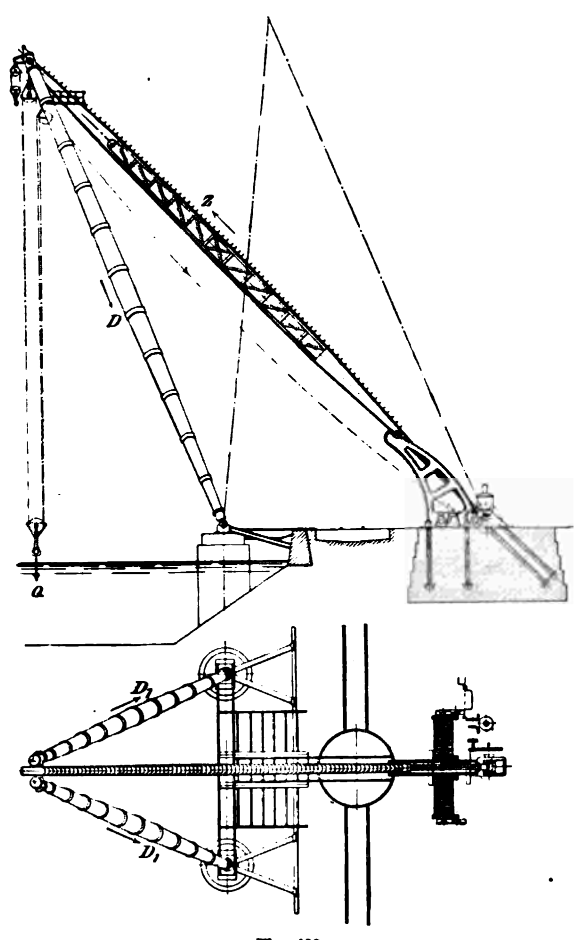



Fig. 480.

Fig. 480 veranschaulicht einen von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr für die Kaiserliche Werft in Danzig gebauten Scherenkran für 50 000 kg Tragkraft. Um eine möglichst kurze Schraubenspindel zu erhalten, ist dieselbe hier in Richtung des Hinterbeines

angeordnet. Zur Abstützung der Spindel am unteren Ende dient ein bewegliches Kammzapfenlager. Der Antrieb wird durch konische Räder und mehrere Stirnräderpaare von einer Dampfmaschine abgeleitet. Damit die Schraube stets in der Richtung des Hinterbeines bleibt, ist der am unteren Ende des letzteren befestigte Kreuzkopf mit Rollen versehen, die sich auf der entsprechend gekrümmten Gleitbahn eines Bockes führen.

Außer dem Flaschenzug für 50 000 kg Lastgewicht ist zum Heben geringerer Lasten noch eine weitere Hilfsvorrichtung angebracht.

Zur Berechnung des Krangerüstes ist die Höchstlast $Q$ zugrunde zu legen. Dieselbe zerlegt sich in der vorderen Stellung des Fig. 480 ersichtlichen Kranes in eine in die Mittellinie des Auslegers fallende Druckkomponente $D$ und in eine in Richtung des Hinterbeines fallende Zugkomponente $Z$.

Durch die gespannte Lastkette wird das Hinterbein entlastet; da sich aber bei Scherenkranen durch Einschaltung mehrrolliger Flaschenzüge die Spannung der Lastkette im Verhältnis zur Rollenzahl vermindert, kann sie zumeist unberücksichtigt bleiben.

Der Auslegerdruck $D$ zerlegt sich nach den Richtungen der beiden Auslegerstreben in zwei Komponenten, deren jede

$$D_1 = \frac{D}{2 \cos \frac{\delta}{2}},$$

wenn $\delta$ den Winkel bezeichnet, den die Auslegerstreben miteinander bilden.

Wird der Ausleger über die senkrechte Stellung nach hinten bewegt (in Fig. 480 punktiert angegeben), so findet auch in dem Hinterbein Druckwirkung statt, wie dies durch Aufzeichnen des Kräfteplanes hervorgeht [1]).

### b) Krane mit Bühne.

Die Bühnenkrane werden, sofern ihre Fahrbahn auf den Umfassungsmauern von Gebäuden, auf Säulen oder auf hochliegenden Konsolen angeordnet ist, als Laufkrane bezeichnet, im Gegensatz zu den Rollkranen, die je nach ihrer Form und ihrem Verwendungszweck als Bockkrane (auch mit feststehendem Gerüst in Anwendung), Portalkrane (Winkel- oder Vollportalkrane) und Überladekrane bezeichnet werden.

Mit einer Hochbahn oder Seilbahn bis 150 m Länge und darüber verbundene, zum Verladen von Massengütern (Kohlen, Erzen u. dergl.) sowie zu ihrer Verteilung über ausgedehnte Stapelplätze dienende Bühnenkrane werden Hochbahnkrane genannt.

Der Antrieb der Bühnenkrane erfolgt nach den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des Kranes und der Verfügbarkeit über Maschinenkraft von Hand oder durch Transmissionen (Seile, Wellen) oder durch eigene Kraftmaschinen (Elektromotoren).

#### 1. Laufkrane mit Handbetrieb.

Derartige Krane sind bei nicht zu häufiger Benutzung und für mäßige Tragkraft, etwa bis zu 5000 kg, zu empfehlen; sie finden in

---

[1]) Über einen neueren Scherenkran für 120 000 kg Tragkraft mit Druckwasserbetrieb s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1833.

Nebenhallen von Gießereien, kleinen Montierwerkstätten u. s. w. gute Verwendung. Zuweilen dienen solche Krane auch in Maschinenhäusern zur ersten Montage und zu späteren Auswechslungen schwerer Stücke; sie werden dann bis zu 20 000 kg Tragkraft und höher gebaut.

Die Lastwinde pflegt man mit dem Fahrtriebwerk der Laufkatze, getrennt vom Fahrwerk der Bühne, in die Laufkatze einzubauen und sämtliche Triebwerke entweder von unten durch Haspelketten oder oben von der Laufbühne aus mittels Kurbeln zu betätigen. Behindern im ersteren Falle die aufzunehmenden Lasten den freien Gebrauch der

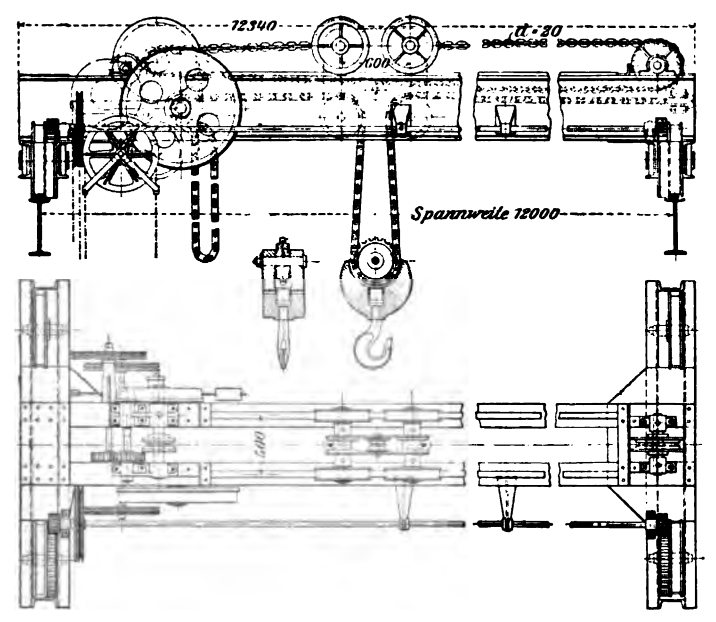



Fig. 481.

von der Laufkatze herabhängenden Haspelketten oder sind letztere — wie z. B. in Gießereien — nicht an allen Punkten des Arbeitsraumes bequem zugänglich, so verlegt man das ganze Triebwerk an das eine Ende der Bühne und bewirkt von hier durch horizontale Kettenzüge das Heben der Last und das Fahren der Laufkatze.

Einen solchen Laufkran für 12 000 kg Tragkraft von Unruh & Liebig in Leipzig zeigt Fig. 481. Die Last wird von vier Arbeitern an zwei Haspelketten gehoben, deren Rollen auf einer gemeinsamen Achse befestigt sind. Diese trägt ferner, wie die in größerem Maßstabe dargestellte Lastwinde (Fig. 481 a) erkennen läßt, eine mittels Zugschnur von unten verschiebbare Hülse mit zwei verschieden großen Zahnrädern, die je nach der Hubgeschwindigkeit der Last mit ent-

sprechenden Rädern einer Vorgelegewelle, auf der gleichzeitig die Sperradbremse angeordnet ist, in Eingriff gebracht werden. Die Last-

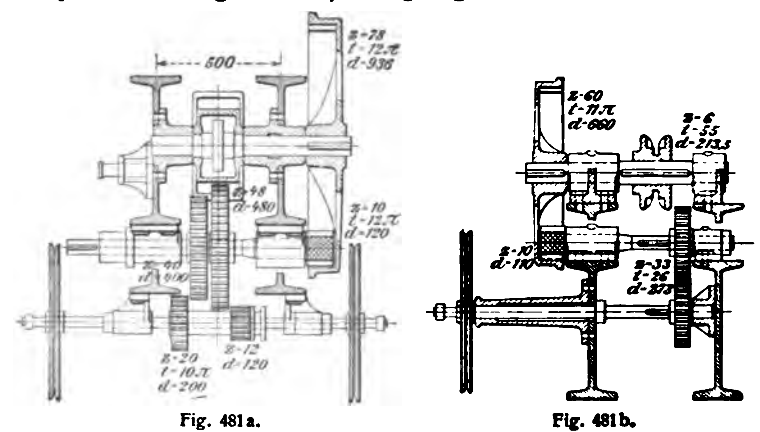



Fig. 481 a. Fig. 481 b.

kette ist eine Gallesche Gelenkkette, deren herabhängende Schlinge am Schutzkasten der Kettennuß befestigt ist.

Zur Bewegung der Laufkatze dient das in Fig. 481 b dargestellte Triebwerk mit kalibrierter Kette.

Um die Bühne schnell und bequem verschieben zu können, sind die Lager der Laufräder als Kugellager (Fig. 481 c) ausgebildet.

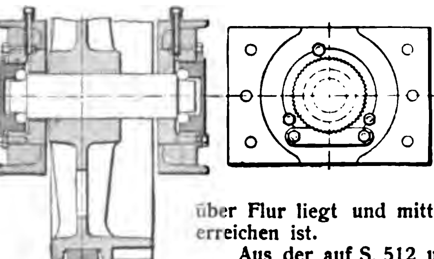


Fig. 481 c.

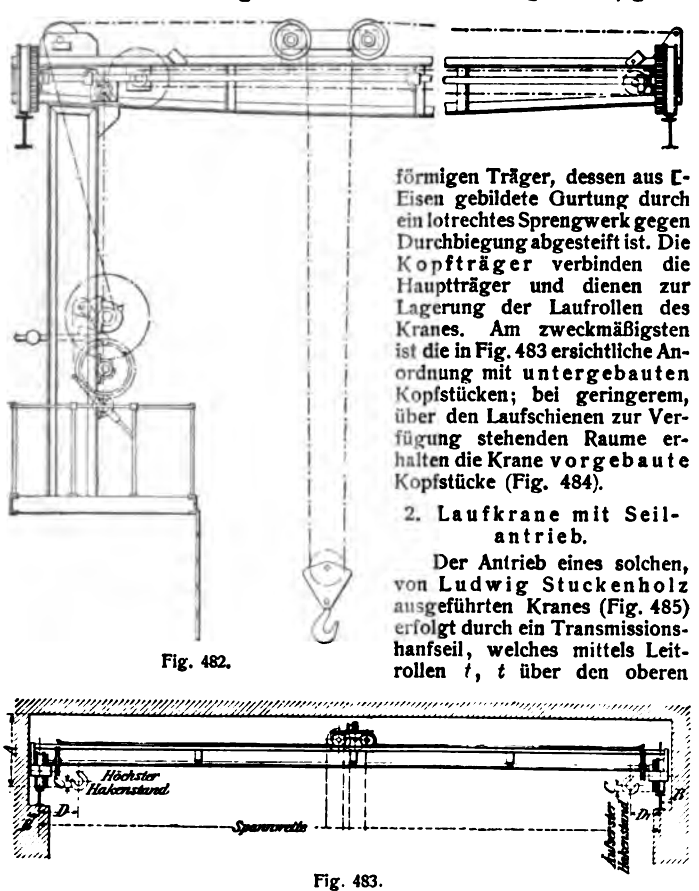
Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr führt nicht selten Laufkrane mit Kurbelantrieb nach Fig. 482 aus, wobei die Plattform für das Antriebwerk etwa 2 m über Flur liegt und mittels einer Leiter schnell zu erreichen ist.

Aus der auf S. 512 und 513 gebrachten Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath gebauten Laufkrane mit Handbetrieb (Fig. 483 und 484) sowie deren Eigengewichte, größten Raddrücke und Radstände zu entnehmen.

Die Hauptkranträger bestehen, soweit es die zulässige Beanspruchung gestattet, aus normalen I-Trägern (Fig. 483); für größere Belastungen und Spannweiten (von 12,5 t und 14 m, 15 t und 12 m, 20 t und 10 m an) kommen Blechträger bezw. Gitterträger in Anwendung (Fig. 484).

Krane bis zu 8 m Spannweite werden im allgemeinen ohne seitliche Versteifung ausgeführt. Für größere Spannweiten besteht dieselbe

für I-Hauptträger aus darauf genieteten ⊓-Eisen entsprechenden Profils, für Blech- und Gitterträger aus einem besonderen wagerechten, gitter-




förmigen Träger, dessen aus ⊏-Eisen gebildete Gurtung durch ein lotrechtes Sprengwerk gegen Durchbiegung abgesteift ist. Die **Kopfträger** verbinden die Hauptträger und dienen zur Lagerung der Laufrollen des Kranes. Am zweckmäßigsten ist die in Fig. 483 ersichtliche Anordnung mit **untergebauten** Kopfstücken; bei geringerem, über den Laufschienen zur Verfügung stehenden Raume erhalten die Krane **vorgebaute** Kopfstücke (Fig. 484).

Fig. 482.

Fig. 483.

### 2. Laufkrane mit Seilantrieb.

Der Antrieb eines solchen, von **Ludwig Stuckenholz** ausgeführten Kranes (Fig. 485) erfolgt durch ein Transmissionshanfseil, welches mittels Leitrollen $t$, $t$ über den oberen

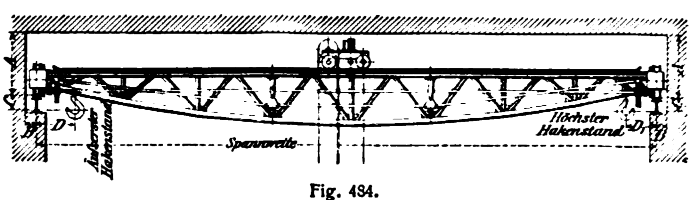



Fig. 484.

Laufkrane mit Handbetrieb der

| Tragkraft kg | Spannweite m | Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 483 mm | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *A* | *B* | *C* | *D* | $D_1$ |
| 2 000 | 6 | 930 | 180 | 80 | 560 | 400 |
| | 10 | 1010 | 185 | 160 | 560 | 400 |
| | 14 | 1100 | 190 | 250 | 560 | 400 |
| | 18 | 1200 | 190 | 350 | 560 | 400 |
| 3 000 | 6 | 1030 | 185 | 130 | 630 | 140 |
| | 10 | 1110 | 190 | 210 | 630 | 140 |
| | 14 | 1200 | 195 | 300 | 630 | 140 |
| | 18 | 1300 | 195 | 400 | 630 | 140 |
| 5 000 | 6 | 1200 | 200 | 150 | 725 | 500 |
| | 10 | 1300 | 205 | 250 | 725 | 500 |
| | 14 | 1400 | 215 | 350 | 725 | 500 |
| | 18 | 1450 | 215 | 400 | 725 | 500 |
| 7 500 | 6 | 1400 | 220 | 200 | 750 | 525 |
| | 10 | 1500 | 220 | 300 | 750 | 525 |
| | 14 | 1600 | 220 | 400 | 750 | 525 |
| | 18 | 1650 | 230 | 450 | 750 | 525 |
| 10 000 | 6 | 1450 | 230 | 250 | 800 | 550 |
| | 10 | 1550 | 240 | 350 | 800 | 550 |
| | 14 | 1650 | 240 | 450 | 800 | 550 |
| | 18 | 1700 | 240 | 500 | 800 | 550 |
| 15 000 | 6 | 1650 | 240 | 250 | 1000 | 655 |
| | 10 | 1750 | 240 | 350 | 1000 | 655 |
| | 14 | 1850 | 250 | 450 | 1000 | 655 |
| | 18 | 2000 | 250 | 600 | 1000 | 655 |
| 20 000 | 6 | 2100 | 240 | 500 | 1100 | 700 |
| | 10 | 2175 | 240 | 575 | 1100 | 700 |
| | 14 | 2200 | 250 | 600 | 1100 | 700 |
| | 18 | 2300 | 250 | 700 | 1100 | 700 |

Umfang einer Treibrolle $T$ (Durchmesser derselben > 30fache Seildicke) geführt wird. Die Bewegung der letzteren wird mittels Stirnräder auf eine Vorgelegewelle übertragen, welche die Wendegetriebe *1*, *2* und *3* für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt. Auf der über dieser Welle liegenden Steuerwelle sind mittels

Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

| Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 484 mm | | | | | Gewicht, einschl. Hub- und Handketten für 5 m Entfernung der Laufschienenoberkante über Fußboden | | Größter Raddruck und Radstand etwa | | Tragkraft |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $A$ | $B$ | $C$ | $D$ | $D_1$ | des ganzen Kranes kg | der Katze kg | kg | mm | kg |
| 750 | 180 | 100 | 600 | 550 | 1 400 | 200 | 1 400 | 1650 | 2 000 |
| 750 | 180 | 100 | 600 | 550 | 2 300 | 200 | 1 650 | 1700 | |
| 750 | 185 | 100 | 600 | 550 | 4 050 | 200 | 2 050 | 1950 | |
| 800 | 190 | 50 | 600 | 550 | 5 980 | 200 | 2 550 | 2250 | |
| 800 | 185 | 100 | 650 | 600 | 1 750 | 250 | 2 000 | 1700 | 3 000 |
| 800 | 185 | 100 | 650 | 600 | 3 100 | 250 | 2 400 | 1750 | |
| 850 | 190 | 50 | 650 | 600 | 5 000 | 250 | 2 850 | 2000 | |
| 850 | 200 | 50 | 650 | 600 | 6 900 | 250 | 3 350 | 2300 | |
| 950 | 200 | 100 | 750 | 675 | 2 300 | 350 | 3 150 | 1900 | 5 000 |
| 950 | 200 | 100 | 750 | 675 | 3 800 | 350 | 3 550 | 2000 | |
| 950 | 215 | 50 | 750 | 675 | 5 750 | 350 | 4 100 | 2200 | |
| 1000 | 215 | 50 | 750 | 675 | 8 100 | 350 | 4 750 | 2500 | |
| 1100 | 220 | 100 | 850 | 800 | 2 900 | 500 | 4 400 | 2100 | 7 500 |
| 1100 | 220 | 100 | 850 | 800 | 5 100 | 500 | 5 050 | 2200 | |
| 1100 | 220 | 100 | 850 | 800 | 7 250 | 500 | 5 700 | 2400 | |
| 1150 | 230 | 50 | 850 | 800 | 9 600 | 500 | 6 300 | 2600 | |
| 1150 | 230 | 50 | 900 | 850 | 3 300 | 650 | 5 750 | 2200 | 10 000 |
| 1150 | 240 | 50 | 900 | 850 | 5 400 | 650 | 6 400 | 2300 | |
| 1150 | 240 | 50 | 900 | 850 | 8 100 | 650 | 7 150 | 2400 | |
| 1200 | 240 | 50 | 900 | 850 | 10 700 | 650 | 7 800 | 2600 | |
| 1350 | 240 | 100 | 1025 | 900 | 4 500 | 1200 | 8 200 | 2450 | 15 000 |
| 1350 | 240 | 100 | 1025 | 900 | 6 600 | 1200 | 9 100 | 2550 | |
| 1400 | 250 | 50 | 1025 | 900 | 9 600 | 1200 | 10 100 | 2600 | |
| 1450 | 250 | 50 | 1025 | 900 | 12 000 | 1200 | 10 750 | 2700 | |
| 1650 | 240 | 100 | 1150 | 950 | 5 400 | 2000 | 10 850 | 2600 | 20 000 |
| 1650 | 240 | 100 | 1150 | 950 | 7 750 | 2000 | 12 000 | 2600 | |
| 1700 | 250 | 50 | 1150 | 950 | 11 500 | 2000 | 13 200 | 2700 | |
| 1750 | 250 | 50 | 1150 | 950 | 15 000 | 2000 | 14 300 | 2800 | |

Handräder stellbare Schnecken befestigt, die mit Zahnradsegmenten der über die Schleifringe der Wendegetriebekupplungen greifenden Gabelhebel in Eingriff stehen. Die Lastwinde kann nach Bedarf von dem Wendegetriebe *1* aus durch Wechselräder mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten benutzt werden.

Die Laufkatze wird durch zwei Zugketten bewegt, deren Daumenrollen mittels Stirnräderübersetzung von dem Wendegetriebe *2* aus angetrieben werden.

Das Wendegetriebe *3* schaltet durch das auf der Nabe seines rechten Zwillingskegels befestigte Stirnrad *o* das Bühnenfahrwerk rechts- oder linksläufig ein, je nachdem dieser Kegel unmittelbar mit der Welle gekuppelt wird oder bei entgegengesetztem Kupplungsschluß den Antrieb von dem linken Kegel durch Vermittlung des lose mitlaufenden Zwischenkegelrades empfängt. Das Stirnrad *o* steht mit einem solchen $o_1$ in Eingriff, das auf der durchlaufenden Vorgelegewelle *w* befestigt ist; der Antrieb der letzteren wird durch Stirnräderübersetzung auf zwei gegenüberliegende Laufräder der Bühne übertragen.

Die Treibseilgeschwindigkeit dieser Krane wird meist zu 8 bis 12 m/sek angenommen. Die Geschwindigkeit für das Lastheben beträgt 0,5 bis 1,0 m/min, diejenige für das Lastsenken 1,5 bis 2,5 m/min. Für die Fahrgeschwindigkeit des Kranes und der Laufkatze findet sich $c = 2,5$ bis 10 m/min, je nach den Anforderungen, die für den Entwurf gestellt werden. Die Seilspannkraft für die Treibrolle folgt aus

$$T > P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

worin $P$ die am Treibrollenumfange erforderliche Tangentialkraft bedeutet.

Für neuere Ausführungen ist $\alpha = \pi$, $\mu = 0,2$ bis 0,4 — bei keilförmiger Klemmung des Seiles in den Treibrollen — mithin

$$T > 2,2\,P \text{ bis } T > 1,4\,P$$

zu nehmen.

Das Belastungsgewicht der auf einem Wagen gelagerten Spannrolle des Seiles soll $\sim 1,5\,T$, die Beanspruchung des Seiles 15 bis 20 kg/qcm gewählt werden. In Entfernungen von je 4 bis 5 m ist das Seil durch Tragrollen zu stützen.

Ein zum Auswechseln von Walzen dienender fahrbarer Bockkran der vorgenannten Firma von 15000 Tragkraft mit Seilantrieb ist in Fig. 486 wiedergegeben.

Der Antrieb für die Lastwinde und das Laufkatzenfahrwerk sowie für das Fahrwerk des Krangerüstes mittels der unter den Bockständern angeordneten Laufräder wird von Wendegetrieben *1*, *2* und *3* einer lotrechten Vorgelegewelle abgeleitet, die ihre Bewegung wieder mittels Stirnräder von einem über den Umfang der Treibrolle $T$ geführten Transmissionshanfseil aus erhält. Die Lastkette läuft über eine obere Leitrolle *m* nach der Windentrommel. Der doppelseitige Fahrantrieb für die Laufräder erfolgt von dem Wendegetriebe *3* aus durch 5 Paar Kegelräder, 2 Paar Stirnräder und 5 Hilfswellen.

### 3. Laufkrane mit Wellenantrieb.

Derartige Krane werden in der Neuzeit nur noch selten ausgeführt. Bei Wellenbetrieb, insbesondere für sehr lange Werkstätten, entstehen beim Antrieb der leeren Welle (Umlaufzahl $\sim$ 80 bis 120 in der Minute) schon große Arbeitsverluste. Der Vorteil, daß die Wellen nicht in dem Maße wie die Seile dem Verschleiß unterworfen sind, wird durch dem Umstand aufgewogen, daß, falls einmal ein Ersatz

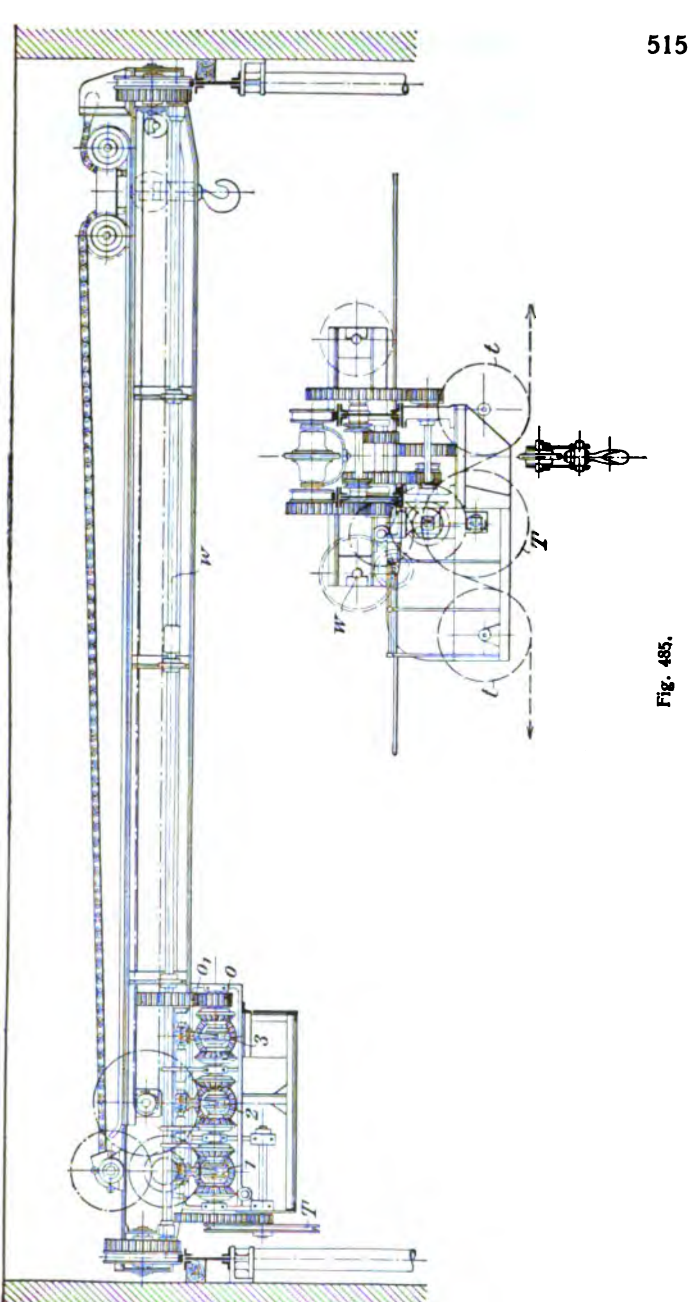


Fig. 485.



Fig. 486.

einer langen Welle notwendig wird, dieser teuer und ohne Betriebsstörung kaum möglich ist. Es kommen genutete oder quadratische Wellen in Anwendung, die in Entfernungen von etwa 3 m durch Pendellager zu unterstützen sind.

Fig. 487 zeigt die einfache und bewährte Konstruktion eines von Ludw. Stuckenholz erfundenen Pendellagers für quadratische Wellen. Die Bewegung dieses Lagers ist zwangläufig, und neigt sich dasselbe stets nach derselben Richtung, von welcher Seite auch der Kran kommen mag. Dies wird durch einen in Fig. 487 punktiert gezeichneten unsymmetrischen Ausrückbügel erreicht, der am Kran befestigt ist. Das Rotgußlager ist bequem auswechselbar gemacht.

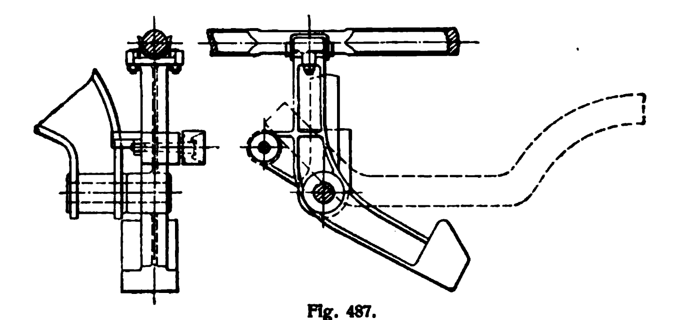


Fig. 487.

Die Kraftübertragung von der Transmissionswelle auf den Kran erfolgt durch ein über die ganze Welle verschiebbares sogenanntes Schlepprad (Kegelrad, Stirnrad, Schnecke), das mit einem entsprechenden Rade der Bühe in dauerndem Eingriff steht. Letzteres ist zumeist auf einer Vorgelegewelle befestigt, die, in gleicher Weise wie bei den Fig. 485 und 486 ersichtlichen Kranen mit Seilantrieb, die Wendegetriebe für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt.

## 4. Laufkrane mit elektrischem Antrieb.

Der in Fig. 488a und Fig. 488b dargestellte Kran der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger für 12500 kg Nutzlast arbeitet mit nur einem stets in derselben Richtung umlaufenden Motor, — Einmotorenkran. Die Kranbühne von 10,3 m Spannweite ist als doppelter Blechträger mit Winkeleisenarmierung hergestellt, in welchem das Windwerk unmittelbar gelagert ist. Der gewählte Drehstrommotor von 15 PS bei 955 Uml/min ist an das Ende der Kranbühne gerückt und auf einer Holzzwischenlage angebracht. Durch eine den Motor gegen das Windwerk isolierende elastische Lederkupplung (in Fig. 489 in größerem Maßstabe gezeichnet) ist die Welle des ersteren mit der Antriebwelle verbunden. Letztere führt sich anderseits in dem Lager eines vollkommen geschlossenen gußeisernen Gehäuses, welches gleichzeitig das erste Vorgelege — geschmiedetes Stahlritzel auf Gußeisenrad — aufnimmt.

Fig. 488a.

Durch die drei Wendegetriebe $W_1$, $W_2$, $W_3$ werden in gleicher Weise wie bei den vorbesprochenen Kranen mit Seil- und Wellenantrieb die Hub-, Kran- und Laufkatzenbewegung eingeleitet. Das Wendegetriebe $W_1$ treibt die Lastwinde; durch das Wechselgetriebe $\frac{r_2}{R_2}$, $\frac{r_2'}{R_2'}$ kann die Lastgeschindigkeit geändert werden. Das Stahlgußräderpaar $\frac{r_3}{R_3}$, welches die Lasttrommel antreibt, hat, wie die auf S. 520 befindliche Rädertabelle erkennen läßt, die Zähnezahlen 11 und 120, die Teilung $t = 12\,\pi$ und 144 bezw. 1440 mm Teilkreisdurchmesser. Es entspricht also der Teilkreisdurchmesser von $r_3$ der Zähnezahl 12, womit die Zähne des kleinen Rades am Fuße wesentlich stärker ausfallen als bei der gewöhnlichen Bauart. Zum Abstützen und Senken der Last ist die Winde mit der S. 436 beschriebenen geräuschlosen Sperradbremse ausgerüstet.

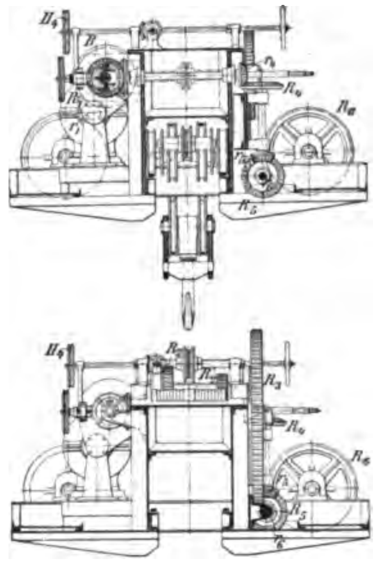


Fig. 488b.

Der Lasthaken ist auf Kugeln gelagert; die beiden Lastseile laufen über je eine lose Rolle nach der Trommel, auf der Rechts- und Linksgewinde eingeschnitten ist.

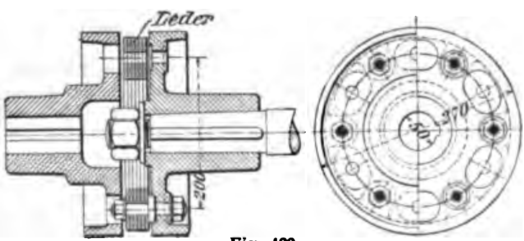



Fig. 489.

Der Antrieb für das Bühnen- und Laufkatzenfahrwerk erfolgt durch die Wendegetriebe $W_2$ und $W_3$ in der auf den Abbildungen ersichtlichen Weise. Es ist zu bemerken, daß die Laufkatzenzugkette nicht unmittelbar, sondern mittels loser Rollen an der Katze angreift.

Der Kran wird vom Werkstättenflur mittels vier nahe beieinander liegender Haspelketten bedient, die über die Kettenglieder $H_1$ bis $H_4$

Rädertabelle.

| Bezeichnung | Durchmesser | Zähnezahl | Teilung | Breite |
|---|---|---|---|---|
| $r_1 : R_1$ | 108 : 504 | 18 : 84 | $6\pi$ | 100 |
| $r_2 : R_2$ | 140 : 720 | 14 : 72 | $10\pi$ | 80 |
| $r_2' : R_2'$ | 280 : 580 | 28 : 58 | $10\pi$ | 80 |
| $r_3 : R_3$ | 144 : 1440 | 11 : 120 | $12\pi$ | 95 |
| $r_4 : R_4$ | 200 : 360 | 20 : 36 | $10\pi$ | 60 |
| $r_5 : R_5$ | 200 : 360 | 20 : 36 | $10\pi$ | 60 |
| [$r_6 : R_6$ | 140 : 720 | 13 : 72 | $10\pi$ | 80 |
| $r_7 : R_7$ | 140 : 720 | 14 72 | $10\pi$ | 80 |

gelegt sind. Die Räder $H_1$ bis $H_3$ zum Einstellen der Wendegetriebe sind in einem kräftigen Flacheisen gelagert, das mit Hilfe der Winkeleisenbügel $B$ (Fig. 488 b) an dem Hauptträger befestigt ist. Das Rad $H_4$ dient zum Einstellen der Sperradbremse. Ist kein Strom vorhanden, so kann der Kran mittels Handkurbeln, welche auf die von den Wendegetrieben bewegten Wellen aufgesteckt werden, seinen Antrieb erhalten, bezw. wird die Sperradbremse durch ein Handrad bedient. Nach der Rädertabelle ergeben sich die **Geschwindigkeiten** für das **Heben der Last**:

$$v_1 = 955 \frac{18}{84} \frac{14}{72} \frac{11}{120} 0{,}5\,\pi\,0{,}490 = 2{,}81 \text{ m/min, bezw.}$$

$$v_2 = 955 \frac{18}{84} \frac{28}{58} \frac{11}{120} 0{,}5\,\pi\,0{,}490 = 6{,}97 \text{ m/min};$$

für das **Fahren des Kranes**:

$$v = 955 \frac{18}{84} \frac{20}{36} \frac{20}{36} \frac{13}{72} \pi\,0{,}7 = 25 \text{ m/min};$$

für das **Fahren der Katze**:

$$v' = 955 \frac{18}{84} \frac{14}{74} 0{,}5\,\pi\,0{,}174 = 10{,}88 \text{ m/min}.$$

Übrigens läßt sich durch Vorschaltwiderstände die Umlaufzahl des Motors und damit diejenige für die einzelnen Kranbewegungen vermindern (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 821).

Beim **Dreimotorenkran** (Mehrmotorenkran) wird jede Bewegung des Kranes durch einen besonderen umsteuerbaren Elektromotor bewirkt, der bei Verwendung von Gleichstrom seine Umlaufzahl mit abnehmender Belastung selbsttätig erhöht. Motoren mit Drehstrombetrieb ändern dagegen ihre Umlaufzahl bei wechselnder Belastung nur wenig; sie kann durch stufenweises Vorschalten des Anlaßwiderstandes in den Ankerstromkreis vermindert werden. Jeder Motor treibt mittels Schnecken- oder Zahnräderübersetzung das zugehörige Windwerk an. Die Steuerung ist elektrisch.

Fig. 490 zeigt die allgemeine Anordnung eines von der **Benrather Maschinenfabrik** A.-G. in Benrath zur Ausstellung nach Düsseldorf 1902 gebrachten **Viermotoren**-Laufkranes für 30000 kg

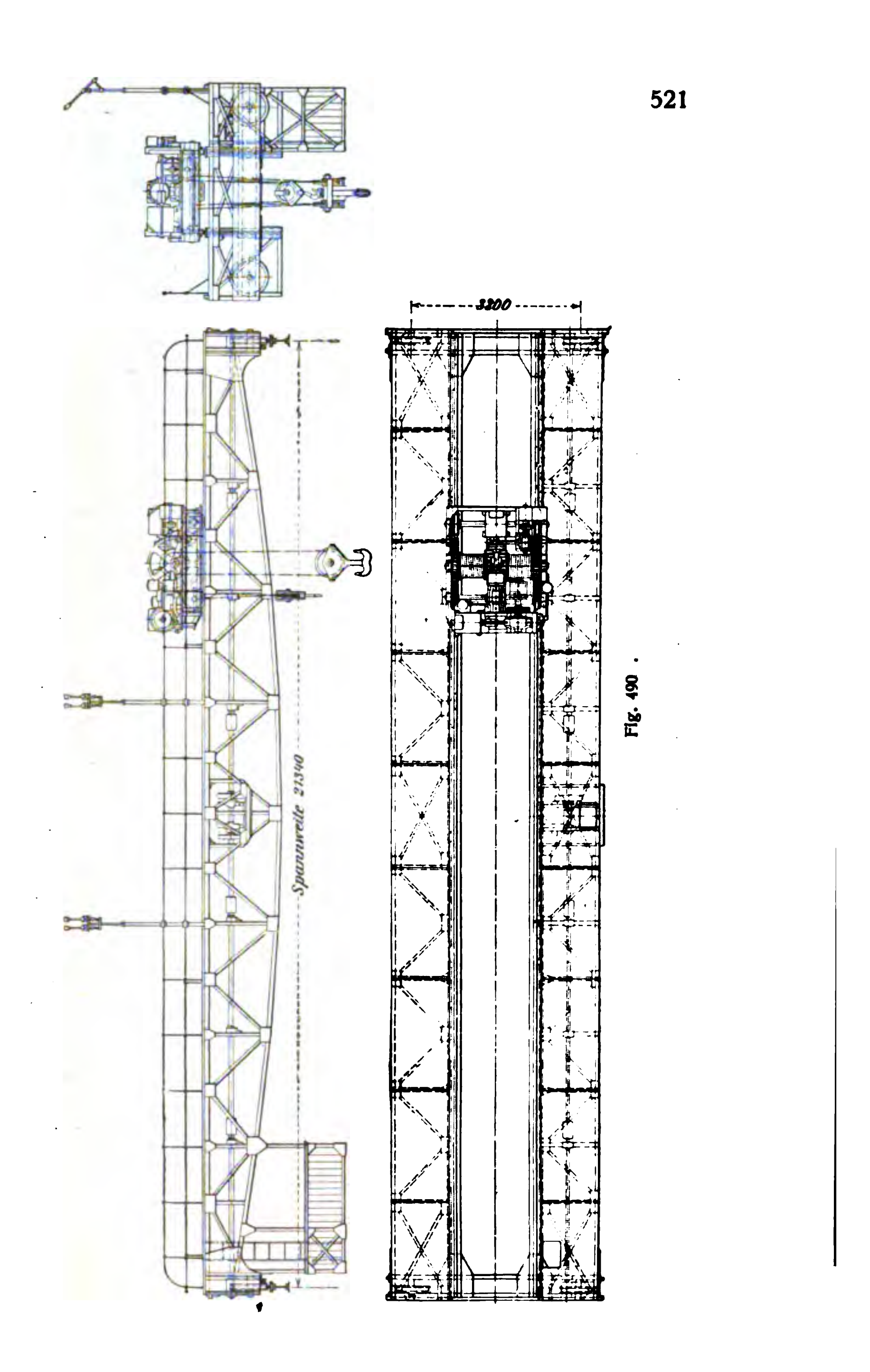



Fig. 490.

Tragkraft und 21,34 m Spannweite mit einer Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1099).

Die Kranbühne besteht aus genieteten Blechträgern und seitlichem Versteifungsfachwerk für die Laufstegkonstruktion, deren Belag, um möglichst wenig Oberlicht abzufangen, aus weitmaschig gelochten starken Blechtafeln besteht. Die Laufstege sind außen mit Geländern versehen und liegen etwas tiefer als die Katzenbahn, damit die höheren Hauptträger den Steg auch auf der Innenseite fest abgrenzen und einen gewissen Schutz gegen Abstürzen nach innen bieten. Der Führerkorb ist einseitig am Ende der Bühne angehängt. Unter dem vom Korb durch eine Leiter erreichbaren Laufsteg liegt die im Gitterwerk fortlaufend gelagerte kräftige Welle für das Fahrtriebwerk der Bühne.

Die Laufkatze ist in Fig. 491 a und 491 b nochmals in größerem Maßstabe abgebildet. Um die Benutzung des gewöhnlichen einseitigen Flaschenzuges mit großer Rollenzahl, der die Windentrommel beträchtlich verlängert und noch andere Übelstände im Gefolge hat, zu vermeiden, ist derselbe durch ein einziges Zwillingsrollenpaar loser Rollen ersetzt und das zweitrümmig verwendete Lastseil in der Katze einerseits über die Ausgleichtragrollen $a$, $b$ gehängt, anderseits mit seinen Enden auf die beiden getrennt gelagerten, aber gleichachsigen und durch symmetrische Vorgelege angetriebenen Windentrommeln geführt, so daß sich nicht nur die Last, sondern auch die Zahndrücke vollkommen symmetrisch verteilen und die Last selbst mit unverrückbarer Resultantenwirkung genau senkrecht aufsteigt. Jede Trommel hat nur das Doppelte der Hubhöhe an Seillänge aufzunehmen; die Last wird aber freilich auch nur von vier Seilsträngen getragen.

Der Hubmotor ist auf dem Katzenwagen in der Längsmittelachse gelagert und arbeitet durch ein doppelgängiges Schneckengetriebe mit der Übersetzung 2 : 42 auf die genannten Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 13 und 104 und der Teilung $t = 12\,\pi$. Der Hauptstrommotor leistet bei 540 Uml/min 26 PS und liefert mit den Trommeln von 500 mm Durchmesser und den angegebenen Übersetzungen für die volle Last die Hubgeschwindigkeit

$$v = \frac{0{,}5\,\pi\,540}{2}\,\frac{2}{42}\,\frac{13}{104} \sim 2{,}5 \text{ m/min.}$$

Die Schnecke arbeitet mit einer im Kopfe $e$ ihres Gehäuses untergebrachten Drucklagerbremse und trägt am freien Ende die Scheibe $c$ für die elektromagnetische Lüftungsbremse, deren Belastungshebel nach dem Elektromagneten mit der Dämpferpumpe $d$ hinüberreicht. Das seitliche Auseinanderrücken der Trommeln — um Platz für den Motor in der Mitte zu gewinnen — bedingt den aus Fig. 491 a ersichtlichen gespreizten Bau der losen Flasche mit weit auseinanderliegenden Rollen, in deren Achse der Haken mit seinem Kugellager eingehängt ist.

Der Hubmotor der Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft arbeitet mit einem Schneckengetriebe (Übersetzung 1 : 8) und einem Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 17 und 51 bei $t = 10\,\pi$ auf die Hilfstrommel von 400 mm Durchmesser, welche die Last mit einer einfachen losen Rolle hebt. Auch hier ist wieder die gleiche Motorgröße von 26 PS bei 540 Uml/min gewählt, um eine Hubgeschwindigkeit

$$v' = \frac{0{,}4\,\pi\,540}{2}\,\frac{1}{8}\,\frac{17}{51} \sim 14 \text{ m/min}$$

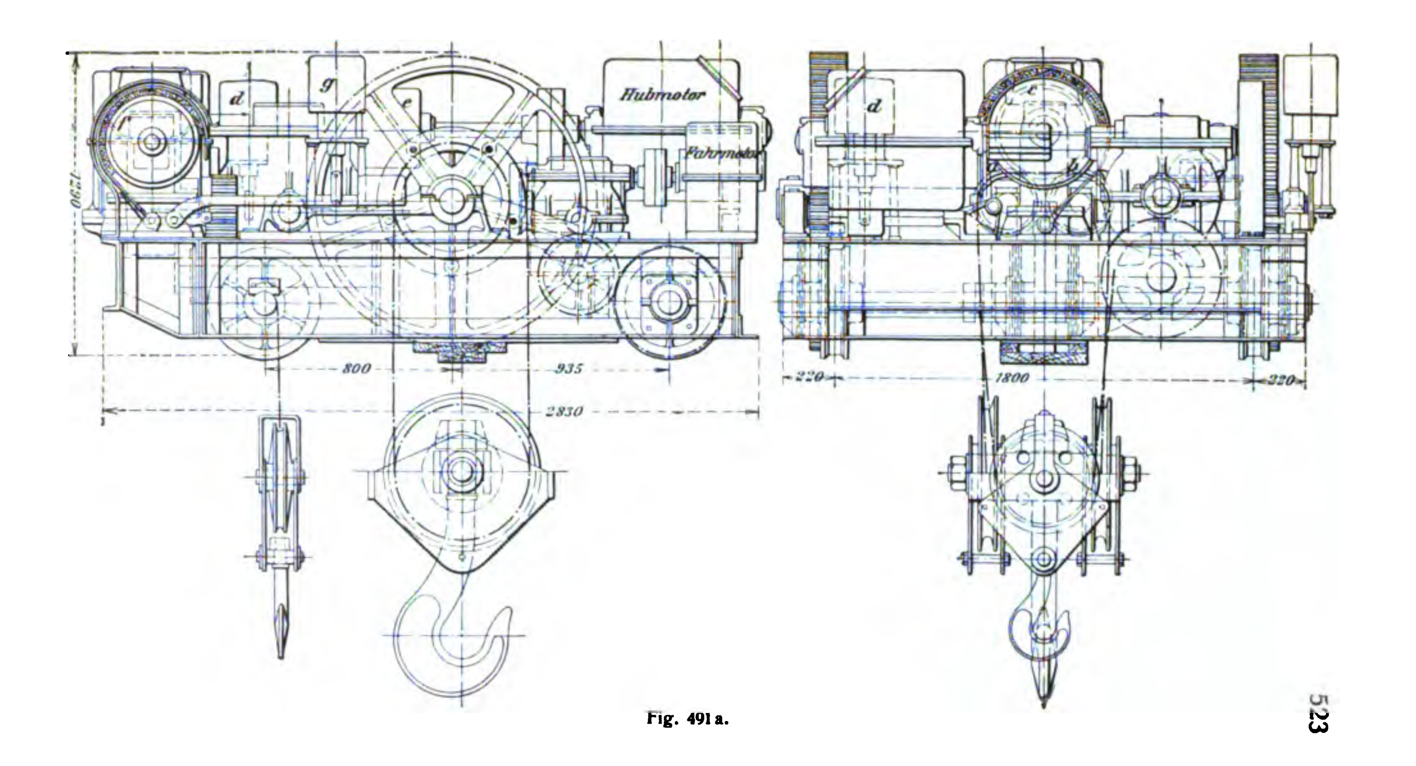



Fig. 491a.

zu erzielen. Das Getriebe ist nur mit einer elektromagnetischen Lüftungsbremse ausgerüstet, deren fliegend auf der Schneckenwelle angeordnete Scheibe $f$ von dem Elektromagneten $g$ und seiner Dämpferpumpe betätigt wird.

Als Fahrmotor für die Katze ist ein 7 PS-Motor mit 775 Uml/min gewählt, der mit doppelgängigem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1 : 15 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 15 und 60 bei $t = 8\pi$, unter Einschaltung eines 42zähnigen Zwischen-

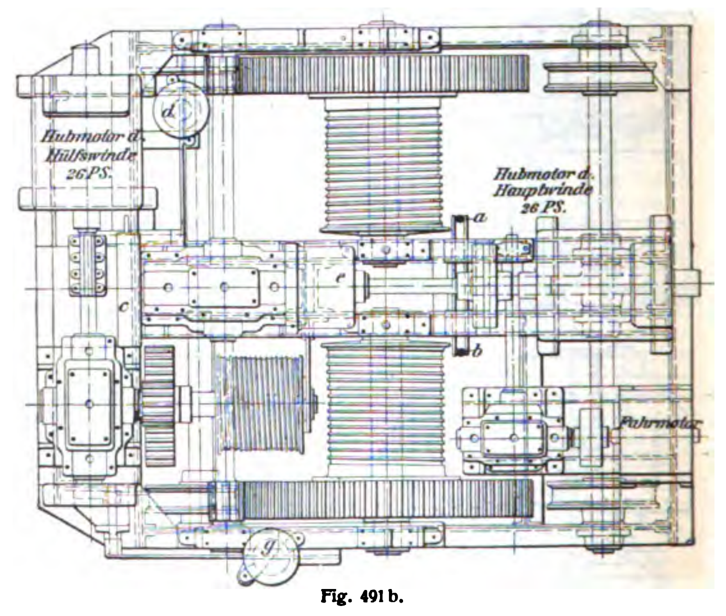



Fig. 491 b.

rades, den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 450 mm Laufraddurchmesser eine Katzengeschwindigkeit

$$v'' = \frac{0{,}45\,\pi\,775}{15}\,\frac{15}{60} \sim 18 \text{ m/min}$$

liefert.

Die Gesamtlast ist nahezu symmetrisch auf Vorder- und Hinterachse und auf die beiden Haupttträger verteilt, so daß der Raum bei bequemer Zugänglichkeit aller Teile und leichter Montierbarbeit sehr günstig ausgenutzt ist.

Der in das Gitterwerk in der Kranmitte eingebaute Fahrmotor für die Bühne arbeitet auf die durchlaufende Vorgelegewelle der Radzahnkränze mittels eines Stirnrädervorgeleges, dessen Welle bei 540 Uml/min des Motors noch 113 Uml/min ausführt, und liefert bei dieser Umlaufzahl mit einer Leistung von 26 PS durch die weitere Übersetzung

20 : 61 des Stirnrädervorgeleges an den Laufrädern von 800 mm Durchmesser 60 m/min Fahrgeschwindigkeit. Eine Trittbremse ermöglicht dem Führer, die durchlaufende Welle des Bühnenfahrwerkes zum pünktlichen Anhalten festzustellen.

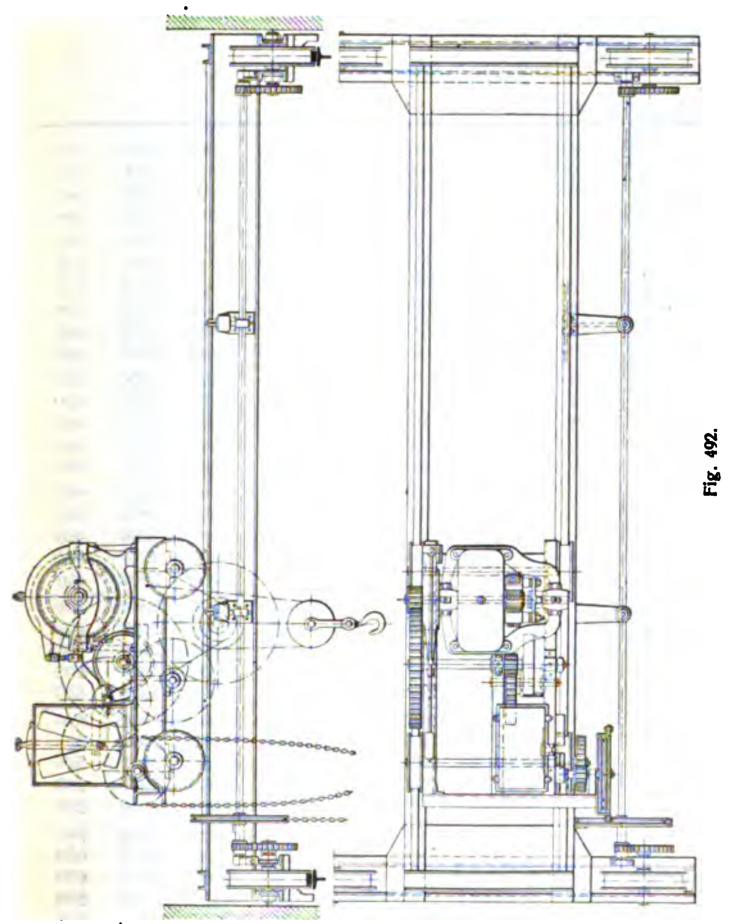


Fig. 492.

Vielfach kommen für kleinere Lasten oder für kurze Laufbahnen Krane in Anwendung, bei denen nur die Hubbewegung elektrisch erfolgt, wohingegen die Katze und Bühne von Hand verfahren werden.

Fig. 492 zeigt einen solchen Kran der Maschinenfabrik C. Herm. Findeisen in Chemnitz, bei dem der Antrieb für das Katzen- und

Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotoren

| Tragkraft kg | Spannweite m | Maße der Durchgangsprofile (Fig. 493) | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *A* | *B* | *C* | *D* | $D_1$ | *E* | *F* |
| 3 000 | 8 | 1550 | 190 | 475 | 700 | 850 | 2000 | 400 |
| | 12 | 1550 | 190 | 475 | 700 | 850 | 2000 | 400 |
| | 16 | 1550 | 190 | 475 | 700 | 850 | 2000 | 400 |
| | 20 | 1550 | 190 | 475 | 700 | 850 | 2000 | 400 |
| | 25 | 1550 | 190 | 475 | 700 | 850 | 2000 | 400 |
| 5 000 | 8 | 1600 | 200 | 500 | 750 | 900 | 2000 | 400 |
| | 12 | 1600 | 200 | 500 | 750 | 900 | 2000 | 400 |
| | 16 | 1600 | 200 | 500 | 750 | 900 | 2000 | 400 |
| | 20 | 1600 | 200 | 500 | 750 | 900 | 2000 | 400 |
| | 25 | 1600 | 200 | 500 | 750 | 900 | 2000 | 400 |
| 7 500 | 8 | 1700 | 220 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 12 | 1700 | 220 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 16 | 1700 | 220 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 20 | 1700 | 220 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 25 | 1700 | 220 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| 10 000 | 8 | 1700 | 230 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 12 | 1700 | 230 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 16 | 1700 | 230 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 20 | 1700 | 230 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| | 25 | 1700 | 230 | 500 | 800 | 900 | 2000 | 400 |
| 15 000 | 8 | 2000 | 250 | 550 | 900 | 1000 | 2000 | 400 |
| | 12 | 2000 | 250 | 550 | 900 | 1000 | 2000 | 400 |
| | 16 | 2000 | 250 | 550 | 900 | 1000 | 2000 | 400 |
| | 20 | 2000 | 250 | 550 | 900 | 1000 | 2000 | 400 |
| | 25 | 2000 | 250 | 550 | 900 | 1000 | 2000 | 400 |
| 25 000 | 8 | 2200 | 275 | 650 | 1000 | 1000 | 2000 | 600 |
| | 12 | 2200 | 275 | 650 | 1000 | 1000 | 2000 | 600 |
| | 16 | 2200 | 275 | 650 | 1000 | 1000 | 2000 | 600 |
| | 20 | 2200 | 275 | 650 | 1000 | 1000 | 2000 | 600 |
| | 25 | 2200 | 275 | 650 | 1000 | 1000 | 2000 | 600 |
| 50 000 | 8 | 2800 | 350 | 900 | 1300 | 1300 | 2000 | 600 |
| | 12 | 2800 | 350 | 900 | 1300 | 1300 | 2000 | 600 |
| | 16 | 2800 | 350 | 900 | 1300 | 1300 | 2000 | 600 |
| | 20 | 2800 | 350 | 900 | 1300 | 1300 | 2000 | 600 |
| | 25 | 2800 | 350 | 900 | 1300 | 1300 | 2000 | 600 |
| 75 000 | 8 | 3500 | 400 | 1200 | 1800 | 1800 | 2000 | 700 |
| | 12 | 3500 | 400 | 1200 | 1800 | 1800 | 2000 | 700 |
| | 16 | 3500 | 400 | 1200 | 1800 | 1800 | 2000 | 700 |
| | 20 | 3500 | 400 | 1200 | 1800 | 1800 | 2000 | 700 |
| | 25 | 3500 | 400 | 1200 | 1800 | 1800 | 2000 | 700 |

system) der Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

| Geschwindigkeiten und Motorenstärken | | | | | | Gewichte | | Größter Raddruck und Radstand etwa | | Tragkraft |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Heben der Last | | Fahren des Kranes | | Fahren der Katze | | der Katze | des ganzen Kranes | | | |
| m/min | PS | m/min | PS | m/min | PS | kg | kg | kg | mm | kg |
| 6,0 | 7 | 120 | 7 | 30 | 1 | 2 600 | 8 000 | 3 300 | 2200 | |
| 6,0 | 7 | 100 | 7 | 30 | 1 | 2 600 | 9 500 | 3 900 | 2400 | |
| 6,0 | 7 | 90 | 7 | 30 | 1 | 2 600 | 12 000 | 4 700 | 2600 | 3 000 |
| 6,0 | 7 | 80 | 7 | 30 | 1 | 2 600 | 14 500 | 5 350 | 2900 | |
| 6,0 | 7 | 70 | 7 | 30 | 1 | 2 600 | 19 200 | 6 500 | 3200 | |
| 4,5 | 7 | 90 | 7 | 30 | 2 | 2 800 | 8 300 | 4 500 | 2200 | |
| 4,5 | 7 | 85 | 7 | 30 | 2 | 2 800 | 9 900 | 5 300 | 2400 | |
| 4,5 | 7 | 80 | 7 | 30 | 2 | 2 800 | 12 600 | 6 000 | 2600 | 5 000 |
| 4,5 | 7 | 75 | 7 | 30 | 2 | 2 800 | 15 500 | 6 800 | 2900 | |
| 4,5 | 7 | 70 | 12 | 30 | 2 | 2 800 | 20 600 | 8 000 | 3200 | |
| 4,5 | 12 | 85 | 7 | 30 | 2 | 3 600 | 9 800 | 6 300 | 2200 | |
| 4,5 | 12 | 80 | 7 | 30 | 2 | 3 600 | 12 200 | 7 100 | 2400 | |
| 4,5 | 12 | 80 | 12 | 30 | 2 | 3 600 | 15 300 | 7 900 | 2600 | 7 500 |
| 4,5 | 12 | 75 | 12 | 30 | 2 | 3 600 | 18 300 | 8 700 | 3000 | |
| 4,5 | 12 | 70 | 12 | 30 | 2 | 3 600 | 24 400 | 9 800 | 3200 | |
| 4,0 | 12 | 80 | 7 | 30 | 2,5 | 3 900 | 10 900 | 7 700 | 2200 | |
| 4,0 | 12 | 75 | 12 | 30 | 2,5 | 3 900 | 13 400 | 8 600 | 2400 | |
| 4,0 | 12 | 75 | 12 | 30 | 2,5 | 3 900 | 17 200 | 9 400 | 2600 | 10 000 |
| 4,0 | 12 | 70 | 12 | 30 | 2,5 | 3 900 | 20 200 | 10 500 | 3000 | |
| 4,0 | 12 | 65 | 12 | 30 | 2,5 | 3 900 | 26 100 | 11 800 | 3200 | |
| 3,25 | 16 | 70 | 12 | 25 | 3 | 5 100 | 13 100 | 10 900 | 2200 | |
| 3,25 | 16 | 70 | 12 | 25 | 3 | 5 100 | 15 700 | 11 700 | 2400 | |
| 3,25 | 16 | 65 | 12 | 25 | 3 | 5 100 | 19 900 | 12 600 | 2600 | 15 000 |
| 3,25 | 16 | 65 | 16 | 25 | 3 | 5 100 | 23 700 | 13 800 | 3000 | |
| 3,25 | 16 | 60 | 16 | 25 | 3 | 5 100 | 30 200 | 15 500 | 3400 | |
| 3,0 | 26 | 65 | 12 | 20 | 5 | 6 900 | 17 600 | 17 100 | 2200 | |
| 3,0 | 26 | 65 | 12 | 20 | 5 | 6 900 | 20 600 | 18 000 | 2400 | |
| 3,0 | 26 | 60 | 16 | 20 | 5 | 6 900 | 25 300 | 19 500 | 2700 | 25 000 |
| 3,0 | 26 | 55 | 16 | 20 | 5 | 6 900 | 30 100 | 20 800 | 3000 | |
| 3,0 | 26 | 45 | 16 | 20 | 5 | 6 900 | 36 100 | 22 500 | 3400 | |
| 1,75 | 35 | 60 | 26 | 15 | 12 | 10 200 | 29 900 | 32 400 | 2400 | |
| 1,75 | 35 | 55 | 26 | 15 | 12 | 10 200 | 32 500 | 34 000 | 2600 | |
| 1,75 | 35 | 50 | 26 | 15 | 12 | 10 200 | 37 800 | 35 900 | 3000 | 50 000 |
| 1,75 | 35 | 50 | 30 | 15 | 12 | 10 200 | 43 500 | 38 000 | 3400 | |
| 1,75 | 35 | 45 | 30 | 15 | 12 | 10 200 | 52 800 | 40 500 | 3800 | |
| 1,6 | 52 | 50 | 35 | 12 | 16 | 20 500 | 48 000 | 47 000 | 2600 | |
| 1,6 | 52 | 45 | 35 | 12 | 16 | 20 500 | 51 500 | 52 000 | 2800 | |
| 1,6 | 52 | 45 | 35 | 12 | 16 | 20 500 | 59 000 | 54 800 | 3500 | 75 000 |
| 1,6 | 52 | 45 | 35 | 12 | 16 | 20 500 | 66 800 | 56 700 | 3900 | |
| 1,6 | 52 | 35 | 35 | 12 | 16 | 20 500 | 86 300 | 61 500 | 4000 | |

Bühnenfahrwerk durch Haspelketten von unten bewirkt wird. Der Motor, durch einen Umkehranlaßwiderstand vor- und rückwärts steuerbar, arbeitet mittels Rohhauttrieb auf eine Stirnräderwinde mit dreifachem Vorgelege, die mit einer Backenbremse, außerdem — zur Erhöhung der Sicherheit gegen das Abstürzen der Last — mit einer Schleuderbremse ausgerüstet ist.

Zur Führung der durchlaufenden Vorgelegewelle für das Bühnenfahrwerk sind nachstellbare Kugellager angeordnet, die, beliebig auf- und abwärts beweglich, der Welle selbst bei etwaiger Durchbiegung der Kranträger vollständig freie Drehung gestatten.

Aus der auf S. 526 und 527 befindlichen Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane (Fig. 493) sowie deren vorteilhafteste Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken, Eigengewichte, Raddrücke und Radstände zu entnehmen.

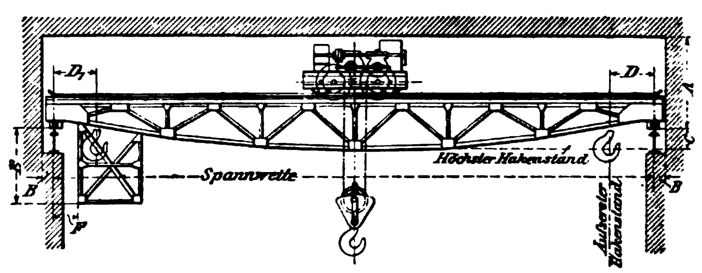



Fig. 493.

Die Laufkatzen der Krane für 25 000, 50 000 und 75 000 kg Tragkraft werden zuweilen noch mit Hilfshebevorrichtungen für bezw. 5000, 7500 und 10 000 kg Tragkraft ausgerüstet; die Hubgeschwindigkeiten und Motorenstärken der letzteren sind aus folgender Tabelle zu entnehmen.

| Tragkraft der Hilfshebevorrichtung kg | Hub-geschwindigkeit m/min | Motorstärke PS |
|---|---|---|
| 5 000 | 14 | 26 |
| 7 500 | 12 | 35 |
| 10 000 | 10 | 35 |

Die vorteilhaftesten Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken und Eigengewichte der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

## Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotorensystem) der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. (Auszug).

| Tragkraft | Spannweite | Geschwindigkeiten und Motorenstärken | | | | | | Gewichte | | Hilfshebevorrichtung | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Heben der Last | | Fahren der Katze | | Fahren des Kranes | | der Katze | des ganzen Kranes | Tragkraft | Hubgeschwindigkeit | Motorstärke |
| kg | m | m/min | PS | m/min | PS | m/min | PS | kg | kg | kg | m/min | PS |
| | 10 | 8,4 | 14 | 25 | 1,5 | 70 | 9 | 2 600 | 9 500 | . | . | . |
| | 14 | 8,4 | 14 | 25 | 1,5 | 65 | 9 | 2 600 | 11 400 | . | . | . |
| 5 000 | 18 | 8,4 | 14 | 35 | 2 | 60 | 9 | 2 600 | 13 400 | . | . | . |
| | 22 | 8,4 | 14 | 35 | 2 | 55 | 9 | 2 600 | 15 600 | . | . | . |
| | 24 | 8,4 | 14 | 35 | 2 | 55 | 9 | 2 600 | 17 200 | . | . | . |
| | 10 | 5,4 | 18 | 20 | 2 | 70 | 13 | 3 600 | 8 400 | . | . | . |
| | 14 | 5,4 | 18 | 20 | 2 | 65 | 13 | 3 600 | 10 500 | . | . | . |
| 10 000 | 18 | 5,4 | 18 | 20 | 2,5 | 60 | 13 | 3 600 | 13 200 | . | . | . |
| | 22 | 5,4 | 18 | 20 | 2,5 | 55 | 13 | 3 600 | 16 500 | . | . | . |
| | 24 | 5,4 | 18 | 20 | 2,5 | 55 | 13 | 3 600 | 18 600 | . | . | . |
| | 10 | 4,4 | 22 | 20 | 3 | 65 | 15 | 4 700 | 9 500 | . | . | . |
| | 14 | 4,4 | 22 | 20 | 3 | 60 | 15 | 4 700 | 11 700 | . | . | . |
| 15 000 | 18 | 4,4 | 22 | 30 | 4,5 | 55 | 15 | 4 700 | 15 100 | . | . | . |
| | 22 | 4,4 | 22 | 30 | 4,5 | 50 | 15 | 4 700 | 18 900 | . | . | . |
| | 24 | 4,4 | 22 | 30 | 4,5 | 50 | 15 | 4 700 | 21 000 | . | . | . |
| | 10 | 3,9 | 26 | 16 | 3 | 65 | 18 | 5 700 | 11 000 | | | |
| | 14 | 3,9 | 26 | 16 | 3 | 60 | 18 | 5 700 | 13 200 | | | |
| 20 000 | 18 | 3,9 | 26 | 25 | 4,5 | 55 | 18 | 5 700 | 17 000 | 5 000 | 10,8 | 18 |
| | 22 | 3,9 | 26 | 25 | 4,5 | 50 | 18 | 5 700 | 21 400 | | | |
| | 24 | 3,9 | 26 | 25 | 4,5 | 50 | 18 | 5 700 | 24 000 | | | |
| | 10 | 3,5 | 35 | 14 | 4,5 | 60 | 22 | 7 900 | 13 600 | | | |
| | 14 | 3,5 | 35 | 14 | 4,5 | 55 | 22 | 7 900 | 16 800 | | | |
| 30 000 | 18 | 3,5 | 35 | 22 | 6,5 | 50 | 22 | 7 900 | 21 700 | 7 500 | 10,5 | 26 |
| | 22 | 3,5 | 35 | 22 | 6,5 | 45 | 22 | 7 900 | 27 700 | | | |
| | 24 | 3,5 | 35 | 22 | 6,5 | 45 | 22 | 7 900 | 31 800 | | | |
| | 10 | 2,6 | 35 | 12 | 5 | 55 | 26 | 10 200 | 15 500 | | | |
| | 14 | 2,6 | 35 | 12 | 5 | 50 | 26 | 10 200 | 19 300 | | | |
| 40 000 | 18 | 2,6 | 35 | 18 | 7 | 45 | 26 | 10 200 | 24 700 | 7 500 | 10,5 | 26 |
| | 22 | 2,6 | 35 | 18 | 7 | 40 | 26 | 10 200 | 32 400 | | | |
| | 24 | 2,6 | 35 | 18 | 7 | 40 | 26 | 10 200 | 36 600 | | | |
| | 10 | 2,1 | 35 | 12 | 6 | 55 | 32 | 12 900 | 17 600 | | | |
| | 14 | 2,1 | 35 | 12 | 6 | 50 | 32 | 12 900 | 22 100 | | | |
| 50 000 | 18 | 2,1 | 35 | 18 | 9 | 45 | 32 | 12 900 | 28 800 | 10 000 | 7,8 | 26 |
| | 22 | 2,1 | 35 | 18 | 9 | 40 | 32 | 12 900 | 37 300 | | | |
| | 24 | 2,1 | 35 | 18 | 9 | 40 | 32 | 12 900 | 42 400 | | | |
| | 10 | 1,7 | 35 | 10 | 6 | 50 | 36 | 15 900 | 20 400 | | | |
| | 14 | 1,7 | 35 | 10 | 6 | 45 | 36 | 15 900 | 25 200 | | | |
| 60 000 | 18 | 1,7 | 35 | 15 | 9 | 45 | 36 | 15 900 | 33 400 | 10 000 | 7,8 | 26 |
| | 22 | 1,7 | 35 | 15 | 9 | 40 | 36 | 15 900 | 42 800 | | | |
| | 24 | 1,7 | 35 | 15 | 9 | 40 | 36 | 15 900 | 49 200 | | | |

# II. Hebewerke für flüssige Körper[1]).

## A. Kolbenpumpen.

Über hierher gehörige Kolben s. S. 249; über Pumpencylinder S. 343; über Pumpenventile (Hub- und Klappenventile) S. 382.

Über Luftpumpen s. unter „Kondensation".

Bezeichnet

$Q$ die zu hebende Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,
$F$ den wirksamen Kolbenquerschnitt in qm,
$c_m$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit im m/sek,
$s$ den Kolbenhub in m,
$\lambda$ den Lieferungsgrad,
$n$ die Umdrehungszahl in der Minute,

dann ist

$$Q = \lambda F i \frac{s\,n}{60} = \lambda F i \frac{c_m}{2};$$

worin $i = 1$ für einfachwirkende, $i = 2$ für doppeltwirkende Pumpen zu setzen ist.

Der Lieferungsgrad beträgt

$\lambda = 0{,}95$ bis $0{,}97$ bei guten Ausführungen,
$\lambda \sim 0{,}90$ bei weniger " " .

Die Umdrehungszahl $n$ ist nach Maßgabe der Flüssigkeitsbewegung und der Ventilkonstruktion mit Rücksicht auf rechtzeitigen Ventilschluß festzustellen, die Hublänge $s$ dagegen nach der Kolbengeschwindigkeit, dem Kolbendrucke und den Anlagekosten zu beurteilen.

Bezeichnet ferner

$H_s$ und $H_d$ die Saug- und Druckhöhe in m,
$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,
$h_s$ und $h_d$ die den Bewegungswiderständen bei der Saug- und Druckwirkung entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,
$\gamma$ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,
$\eta$ den Wirkungsgrad,

so ergibt sich der Arbeitsbedarf der Pumpe (in $PS$)

$$N = \frac{\gamma\,Q\,(H + h_s + h_d)}{75} = \frac{\gamma\,Q\,H}{75\,\eta}.$$

Abgesehen von dem besonders zu berücksichtigenden Widerstande sehr langer Leitungen ist der Wirkungsgrad gut ausgeführter Kolbenpumpen $\eta = 0{,}90$ bis $0{,}93$, sonst ist $\eta = 0{,}80$ bis $0{,}85$.

### a) Saugwirkung der Kolbenpumpen.

Die auf eine angesaugte Flüssigkeitssäule wirkende Kraft ist durch den Druck der Außenluft gegeben, dem bei dem normalen Barometerstand von 76 cm Quecksilbersäule eine Wassersäule von der Höhe

[1]) Vergl. Konrad Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen", 2. Aufl., Berlin 1897, Julius Springer.

$A = 10{,}33$ m entspricht. Da diese imstande sein muß, nicht nur die Saughöhe $H_s$ (gemessen vom tiefsten Wasserspiegel bis zum höchsten Kolbenstande), sondern auch die Widerstandshöhe $h_s$ zu überwinden, so verbleibt für die überschüssige Wassersäule, die größer als Null sein muß

$$A - H_s - h_s.$$

Für heißes Wasser ist der seiner Temperatur entsprechende Dampfdruck von der theoretischen Flüssigkeitshöhe $A = 10{,}33$ m in Abzug zu bringen. Es wird dann die Saughöhe entsprechend kleiner, ja sogar Null oder negativ, so daß ein Saugen überhaupt nicht möglich ist.

Die nachstehende Tabelle gibt den Dampfdruck für verschiedene Wassertemperaturen in m Wassersäule an.

| Wassertemperatur . . . . | 10° | 20° | 30° | 50° | 80° | 100° |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Dampfdruck in m Wassersäule | 0,125 | 0,236 | 0,429 | 1,25 | 4,824 | 10,33 |

Bei anderen Flüssigkeiten als Wasser ist die Saughöhe mit dem spezifischen Gewicht der betreffenden Flüssigkeit zu multiplizieren, um $H_s$ in m Wassersäule zu erhalten, eventuell ist noch Rücksicht auf die Temperatur der Flüssigkeit zu nehmen.

Die Bewegungswiderstände $h_s$, welche bei der Saugwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit $v_s$ im Saugrohre.
2. Reibungswiderstand der Saugleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen, insbesondere beim Eintritt der Flüssigkeit in das Saugrohr (Saugkorb u. s. w.), beim Durchfluß des Fußventils oder etwaiger Absperrschieber.
4. Ventilwiderstand des Saugventils.
5. Beschleunigungswiderstand der Saugwassermenge, die bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt.

Diese Widerstände sind nicht konstant, sondern ändern sich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit der Flüssigkeit. Bei Anwendung eines genügend großen Windkessels, der den Zweck hat, einen gleichmäßigen Flüssigkeitszufluß herbeizuführen, erleiden die unter 1 bis 3 genannten Widerstände keine wesentliche Veränderung. Da auch der Widerstand unter 4 annähernd unveränderlich ist, kann die den genannten Widerständen entsprechende Flüssigkeitshöhe (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_s^2}{2g}$ gesetzt werden, worin $\zeta$ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_1$, $\zeta_2$, $\zeta_3$, $\zeta_4$, dann ist (da $\zeta_1 = 1$)

$$\zeta \frac{v_s^2}{2g} = (1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \frac{v_s^2}{2g}.$$

Die Werte für $\zeta_2$, $\zeta_3$ und $\zeta_4$ sind auf S. 536 u. ff. zu entnehmen.

Für die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr kann genommen werden

$v_s \sim 1$ m/sek für kurze Leitungen und
$v_s < 0{,}75$ m/sek bei Leitungslängen von etwa 50 m an.

Dann ist der Druckhöhenverlust (Widerstand unter 1)

$$h_1 = \frac{v_s^2}{2g} = 0{,}051 \cdot v_s^2$$

und z. B. für

| $v_s =$ | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,25 | 1,5 | 1,75 | 2 m/sek |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $h_1 =$ | 0,008 | 0,013 | 0,018 | 0,025 | 0,033 | 0,041 | 0,051 | 0,080 | 0,115 | 0,156 | 0,20 m. |

Der Widerstand unter 5 ist beim Hubbeginn am größten, in der Hubmitte gleich null.

Die Beschleunigung der Saugwassersäule ist gleich derjenigen des Pumpenkolbens, multipliziert mit dem Verhältnis des Kolbenquerschnittes $F$ zum Saugrohrquerschnitte $F_s$. Bei Kurbelantrieb mit unveränderlicher Winkelgeschwindigkeit ist die größte Kolbenbeschleunigung $p = \frac{v^2}{r}$ (vergl. S. 268), worin $v$ die Kurbelzapfengeschwindigkeit (in m/sek), $r$ den Kurbelhalbmesser (in m) bedeutet. Daher ist der Anteil von $h_s$ zur Beschleunigung der Saugwassermasse beim Hubbeginn

$$\frac{v^2}{r} \cdot \frac{F}{F_s} \cdot \frac{l_s}{9{,}81} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 79$$

wenn $l_s$ die Länge der bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommenden Wassersäule (in m) bezeichnet. Bei genauerer Berechnung der Beschleunigungsverhältnisse ist die jedesmal mit zu beschleunigende Ventilmasse zu berücksichtigen.

Rechnungsvorgang. Nach Ermittlung der Summe aller Bewegungswiderstände $h_s$ (in m Wassersäule) — für eine nach den örtlichen Verhältnissen festgestellte Saughöhe $H_s$ und unter Annahme bestimmter Saugrohrabmessungen — ist zu prüfen, ob die Bedingung

$$A - H_s - h_s > 0$$

mit genügender Sicherheit erfüllt ist.

Zur sicheren Erzielung der Saugwirkung wird in den meisten Fällen ein Saugwindkessel angebracht. Seine Wirkung beruht darauf, daß nur derjenige Teil der angesaugten Flüssigkeit, der sich zwischen dem Windkessel und dem Kolben befindet, bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt, sonach nur dieser Teil zu beschleunigen ist, dagegen im Saugrohr die Wassergeschwindigkeit nahezu gleich bleibt. Damit nur eine geringe Wassermenge zu beschleunigen ist, soll der Saugwindkessel so nahe wie möglich an die Pumpe herangelegt werden; um eine annähernd gleichbleibende Wasserbewegung zu erzielen, muß derselbe eine ausreichende Größe haben.

Man nimmt den Inhalt des Saugwindkessels, je nach der Größe der Saughöhe, gleich dem 5- bis 16fachen Hubraume der Pumpe. Bei sehr langen und stark gekrümmten Saugleitungen wählt man den Inhalt noch größer.

Sehr häufig wird außer acht gelassen, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Saughöhe mit wachsender Umlaufzahl der Pumpe abnimmt. Diese Abnahme wird dadurch bedingt, daß die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben bei doppelter Umlaufzahl auch den doppelten Beschleunigungsdruck verlangt.

Der Zusammenhang zwischen Saughöhe und Umlaufzahl, als Folge der Wasserbeschleunigung, läßt sich in eine sehr einfache Beziehung

bringen. Bei einem Stangenverhältnis des Kurbelmechanismus von 1 : 5 ist die Beschleunigungskraft am Hubende

$$P = 1{,}2\,\mathrm{m}\,\frac{v^2}{r},$$

wenn m die zu beschleunigende Masse bedeutet, oder es ist nach Gl. 79 der Anteil von $h_s$ zur Beschleunigung der Wassermenge zwischen Saugwindkessel und Kolben

$$h = \frac{1{,}2}{9{,}81}\,\frac{v^2}{r}\,l_s\,\frac{F}{F_s}.$$

Führt man die sekundliche theoretische Fördermenge z. B. einer Doppelpumpe mit

$$Q = \frac{4\,F\,r\,n}{60}\ \mathrm{cbm}$$

ein, so ergibt sich

$$h \sim 0{,}02\,Q\,n\,\frac{l_s}{F_s}.$$

Diese Gleichung gibt, wenn die verschiedenen Durchgangsquerschnitte der zu beschleunigenden Wassersäule richtig bemessen und der Ventilwiderstand in eine gleichwertige Wassersäule umgewandelt wird, die Druckwassersäule an, die nötig ist, damit die Saugwassersäule nicht abreißt. Die Höhe dieser zur Beschleunigung nötigen Wassersäule wächst im Verhältnis zur Umlaufzahl $n$ und zur Länge der zu beschleunigenden Wassersäule $l_s$, steht aber im umgekehrten Verhältnis zum Durchgangsquerschnitt $F_s$. Bei gleicher Wasserlieferung, gleicher Länge der zu beschleunigenden Wassersäule und gleichem Durchgangsquerschnitt wird die doppelte Umlaufzahl die doppelte Beschleunigungshöhe verlangen.

Soll bei gleicher Förderung und bei gleicher Länge $l_s$ für die doppelte Umlaufzahl die gleiche Beschleunigungshöhe bleiben, so muß der Durchgangsquerschnitt, also auch der des Saugventiles, doppelt so groß genommen werden. Durch eine Verdopplung der Umlaufzahl werden sonach nicht, wie häufig angenommen wird, die Abmessungen der Pumpen kleiner als zuvor.

Behält man den Kolbendurchmesser bei, so bekommt man für die doppelte Umlaufzahl allerdings nur den halben Hub, also ein kürzeres Kurbelgetriebe. Wollte man aber gegenüber der einfachen Umlaufzahl an Saughöhe nichts einbüßen, so müßten alle Durchgänge zwischen Saugwindkessel und Kolben, also auch die Durchgänge des Saugventils, auf die doppelte Größe gebracht und Ventile und Ventilkasten entsprechend vergrößert werden. Diese Vergrößerung hat nun ihre praktischen Grenzen schon deshalb, weil bei gleichbleibendem Ventilhub der doppelte Durchgangsquerschnitt auch den doppelten Ventilumfang und somit die doppelten Verluste durch Undichtheit ergeben würde. Man hat also im allgemeinen die Wahl zwischen raschem Pumpengange mit verminderter Saughöhe oder voller Saughöhe mit geringer Umlaufzahl (vergl. nachstehend über Pumpen mit Gruppenventilen und über Riedler-Expreßpumpen).

Genau dieselben Beziehungen wie für die Beschleunigung der Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben gelten auch für die Wassersäule zwischen Kolben und Druckwindkessel.

### b) Druckwirkung der Kolbenpumpen.

Die Bewegungswiderstände $h_d$, welche bei der Druckwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit $v_d$ im Druckrohre.
2. Reibungswiderstand der Druckleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen in Pumpe und Druckrohr.
4. Ventilwiderstand des Druckventils.
5. Beschleunigungswiderstand der zeitweilig ruhenden Druckwassermasse (und des Druckventils).

Die unter 1 bis 3 genannten Widerstände sind, wie bei der Saugleitung, beim Hubbeginne gleich Null und in der Mitte am größten. Wenn aber ein genügend großer Windkessel vorhanden ist, werden dieselben auch hier nahezu konstant. Der Druckventilwiderstand ist annähernd unveränderlich.

Es kann die den Widerständen unter 1 bis 4 entsprechende Flüssigkeitssäule (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_d^2}{2g}$ gesetzt werden, wenn $\zeta$ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_6$, $\zeta_7$, $\zeta_8$, $\zeta_9$, dann ist (da $\zeta_6 = 1$)

$$\zeta \frac{v_d^2}{2g} = (1 + \zeta_7 + \zeta_8 + \zeta_9) \frac{v_d^2}{2g}.$$

Die Werte für $\zeta_7$, $\zeta_8$ und $\zeta_9$ sind auf S. 536 u. ff. zu entnehmen.

Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr wird genommen

$v_d = 1{,}5$ bis 2 m/sek für kleine Pumpen und kurze Leitungen,
$v_d \sim 1$ m/sek für große Pumpen und lange Leitungen.

Rechnungsvorgang. Die Druckwassermasse wird durch den Kolben beschleunigt, durch Luftdruck, Druckhöhe und Widerstände verzögert. Es ist daher unter Zugrundelegung bestimmter Abmessungen für die Druckleitung nachzurechnen, ob beim Hubende die genannten verzögernden Kräfte groß genug sind, um mit Sicherheit die dann auftretende, der Kurbelbewegung entsprechende größte Verzögerung hervorzurufen, die (bei einem Druckrohrquerschnitte $F_d$) gleich $\frac{v_2}{r} \frac{F}{F_d}$ wird. Bedingung ist also

$$A + H_d + h_d > \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_d} \frac{l_d}{9{,}81},$$

worin $l_d$ die Länge der jedesmal zur Ruhe kommenden Druckwassersäule in m bedeutet. Die Widerstandshöhe $h_d$ setzt sich hierbei aus den oben unter 1 bis 4 genannten Widerständen zusammen.

Bei Pumpen ohne Druckwindkessel ist $h_d = 0$ zu setzen, weil die Wassergeschwindigkeit beim Hubende null wird. Durch Einschaltung eines Druckwindkessels wird eine nahezu gleichbleibende Bewegung der Druckwassersäule bewirkt. Da dann nur die Wassersäule zwischen

Kolben und Druckwindkessel zu verzögern ist, wird die Gefahr des Abreißens der Druckwassersäule (besonders an Rohrknieen etc.) und des Auftretens von Stößen bei der Wiedervereinigung erheblich vermindert. Der Druckwindkessel ist möglichst unmittelbar über den Druckventilen anzuordnen. Bei langer Druckleitung und großer Druckhöhe empfiehlt sich die Einschaltung mehrerer Druckwindkessel.

Der Inhalt $J_{dw}$ des Druckwindkessels richtet sich nach der Länge der Druckleitung $l_d$, der Druckhöhe $H_d$ und den mehr oder weniger starken Krümmungen der Leitung.

Es kann bei wenig gekrümmten Leitungen etwa genommen werden für

| $H_d + l_d =$ | 20 | 50 | 100 | 500 | 1000 | 2000 m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $J_{dw} =$ dem | 4 | 5 | 6 | 9 | 12 | 16fachen Hubraum der Pumpe. |

Die Saug- und Druckwindkessel werden durch geeignete Ausbildung der Pumpenräume gebildet oder als selbständige cylindrische, kegel- oder kugelförmige Hohlkörper aus Gußeisen, Schmiedeisen, Stahl, Kupfer u. s. w. hergestellt. Die Endflächen der cylindrischen Windkessel werden am besten halbkugelförmig geformt. Kegelförmige Windkessel werden an der größeren Endfläche nach einer Halbkugel gebildet, an der kleineren erhalten sie Flanschen zur Verbindung mit dem betreffenden Rohr oder Ventilkasten.

Für die Einführung und Ableitung der Flüssigkeit ist es notwendig, die betreffenden Flüssigkeitsströme voneinander zu trennen, damit etwa auftretende Stöße sich nicht durch die Flüssigkeit fortpflanzen, sondern von ihr an die elastische Luft des Windkessels abgegeben werden. Insbesondere beim Druckwindkessel ist darauf zu achten, daß das Rohr für die eintretende Flüssigkeit über dem Flüssigkeitsspiegel ausmündet.

Die Berechnung der Wanddicke der Windkessel kann nach Gl. 50 und 51 (S. 343) für die Beanspruchung durch den größtmöglichen Druck erfolgen, wobei gesetzt werden kann

für Gußeisen $k_z = 100$ kg/qcm,
„ Schmiedeisen $k_z = 500$ „
„ Stahl und Kupfer $k_z = 800$ „

Halbkugelförmige Böden erhalten die gleiche Wanddicke wie die Cylinder, bei gegossenen Kesseln eine etwas größere.

Zur Ausrüstung eines Saugwindkessels gehören: Vakuummeter, Wasserstandsglas, Luftzulaßventil, Einrichtung zum Absaugen überflüssiger Luft durch eine eigene Pumpe oder durch den Kondensator der Dampfmaschine, Vorrichtung zum Füllen des Saugrohres mit Druckwasser bei großen Saughöhen (dann Fußventil und Sicherheitsventil im Saugrohre erforderlich). Zweckmäßiger ist, für Entlüftung und Inbetriebsetzung langer Saugleitungen ein Dampfstrahlgebläse anzuordnen.

Zur Ausrüstung eines Druckwindkessels gehören: Manometer, Sicherheitsventil, Wasserstandsglas oder Probierventile und Windfüllpumpe oder Ventil am Pumpenkörper zum Ansaugen von Luft. Zwischen dem Druckwindkessel und der Pumpe ist ein Absperrventil anzubringen, um die Pumpe öffnen zu können, ohne daß der Druck im Windkessel verloren geht.

Sind mehrere Pumpen mit einem gemeinschaftlichen Saugwindkessel versehen, so ist es zweckmäßig, zwischen diesem und

dem Saugventil jeder Pumpe je einen Absperrschieber oder dergl. einzuschalten, um jede Pumpe unabhängig von der anderen treiben zu können.

### c) Die hydraulischen Bewegungswiderstände.

Es bedeutet in Nachstehendem allgemein $\zeta$ die dem betreffenden Widerstande entsprechende Vorzahl, $h$ die zugehörige Widerstandshöhe in m Wassersäule.

α) Reibungswiderstand der Saug- bezw. Druckleitung.

Für den Widerstand gerader cylindrischer Rohre ist die Widerstandshöhe nach Weißbach

$$h = 4\,\zeta\,\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g},$$

worin

$$4\,\zeta = \lambda = 0{,}0144 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{v}},$$

ferner $l$ die Leitungslänge der Rohre vom Durchmesser $d$ (in m) und $v$ die mittlere Durchflußgeschwindigkeit im Rohrstrange (in m/sek) bedeutet. Diese Formel liefert (nach „Hütte" 18. Aufl. 1902) brauchbare Übereinstimmung mit angestellten Versuchen, wenn $d > 0{,}1$ m und $v > 2$ m/sek ist.

Nachstehende Tabelle enthält Werte von $\lambda$ für verschiedene $v$.

| $v=$ | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | . | 0,0443 | 0,0356 | 0,0317 | 0,0294 | 0,0278 | 0,0266 | 0,0257 | 0,0250 | 0,0244 |
| 1 | 0,0239 | 0,0234 | 0,0230 | 0,0227 | 0,0224 | 0,0221 | 0,0219 | 0,0217 | 0,0215 | 0,0213 |
| 2 | 0,0211 | 0,0209 | 0,0208 | 0,0206 | 0,0205 | 0,0204 | 0,0203 | 0,0202 | 0,0201 | 0,0200 |
| 3 | 0,0199 | 0,0198 | 0,0197 | 0,0196 | 0,0195 | 0,0195 | 0,0194 | 0,0193 | 0,0193 | 0,0192 |
| 4 | 0,0191 | 0,0191 | 0,0190 | 0,0190 | 0,0189 | 0,0189 | 0,0188 | 0,0188 | 0,0187 | 0,0187 |

Nach H. Lang kann für alle bei Pumpen in Betracht kommende Geschwindigkeiten $v$ der Flüssigkeit im Saug- bezw. Druckrohre

$$4\,\zeta = \lambda = a + \frac{b}{\sqrt{v\,d}}$$

genommen werden.

Bei Rohren mit nur geringen Unebenheiten an der Innenseite ist

$$a = 0{,}020, \qquad b = 0{,}0018$$

in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Für $v = 1$ m/sek, $l = 40$ m und $d = 0{,}2$ m ist hiernach die Widerstandshöhe

$$h = 0{,}020 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{0{,}2}}\,\frac{40}{0{,}2}\,0{,}051 \sim 0{,}245 \text{ m.}$$

Bei Rohren mit wesentlich rauher oder im Wasser aufquellender Oberfläche, sowie bei solchen mit mineralischen, pflanzlichen oder tierischen Ablagerungen ist angenähert

$$\lambda = \left(\frac{d}{d'}\right)^5 \left(0{,}02 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{v\,d}}\right),$$

wenn $d'$ den mittleren Durchmesser des nach stattgefundener Ablagerung für den Durchfluß freigebliebenen Querschnittes bezeichnet.

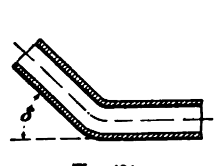
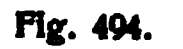
### β) Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen.

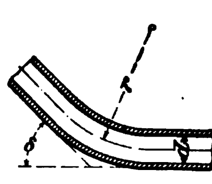
Der **Widerstand** von **Knieröhren** (Fig. 494) ergibt nach **Weißbach** die Vorzahl

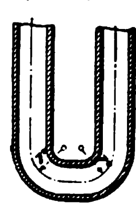
$$\zeta = \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2 \sin^4 \frac{\delta}{2},$$

oder für

| $\delta =$ | 20° | 40° | 60° | 80° | 90° | 100° | 120° | 140° | 160° | 180° |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\zeta =$ | 0,03 | 0,14 | 0,37 | 0,75 | 1,00 | 1,27 | 1,87 | 2,43 | 2,85 | 3,00 |



Fig. 494.


Fig. 495.


Fig. 496.

Für **Bogenstücke** (Fig. 495) von **kreisförmigem** Querschnitt ist

$$\zeta = \frac{\delta}{90^0} \left\{0{,}13 + 0{,}16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}\right\};$$

es folgt für

| $d : r =$ | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | 2,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $90^0\,\zeta : \delta =$ | 0,14 | 0,16 | 0,20 | 0,30 | 0,44 | 0,66 | 1,0 | 1,4 | 2,0 |

Für **Bogenstücke** von **rechteckigem** Querschnitt, deren Höhe $d$ ist, wird

$$\zeta = \frac{\delta}{90^0} \left\{0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2\,r}\right)^{3,5}\right\};$$

es folgt für

| $d : 2\,r =$ | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
|---|---|---|---|---|---|
| $90^0\,\zeta : \delta =$ | 0,135 | 0,18 | 0,25 | 0,40 | 0,64 |

Für den **doppelten Krümmer** mit kurzem Zwischenstück (Fig. 496 und 497) ist nach **Weißbach** die Widerstandszahl nur gleich derjenigen des einzelnen Krümmers, wenn beide Ablenkungen in derselben Ebene in gleichem Sinne (Fig. 496), dagegen doppelt so groß, wenn sie in entgegengesetztem Sinne (Fig. 497) stattfinden, und endlich ungefähr 1,5 mal so groß, wenn die Mittelebenen beider Krümmer sich rechtwinklig schneiden.

γ) **Plötzliche Änderungen des Rohrquerschnittes** ergeben nach **Weisbach** folgende Widerstandsvorzahlen.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 498 ist

$$\zeta = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2,$$

worin $F_1$ und $F_2$ den Querschnitt (in qm) im **engeren** bezw. im **weiteren** Rohr bedeutet.

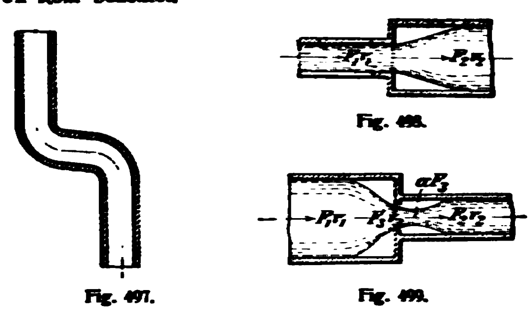


Fig. 497. Fig. 498. Fig. 499.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 499 ist

$$\zeta = \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{F_3}{F_2}\right)^2,$$

wenn $\alpha$ den **Kontraktionskoeffizienten** für den eingeschnürten Strahl bedeutet.

Wenn $F_3 < 0,1\, F_1$, wobei $\alpha$ unveränderlich $\sim 0,62$, wird für

| $F_3 : F_2 =$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0.4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\zeta =$ | 2,3 | 2,0 | 1,7 | 1,4 | 1,2 | 1,0 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 |

Wenn $F_3 \geq 0,1\, F_1$, so ist in vorstehende Formel für $\zeta$ einzusetzen bei

| $F_3 : F_1 =$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0.6 | 0,7 | 0.8 | 0,9 | 1,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha =$ | 0,62 | 0,63 | 0,64 | 0,66 | 0,68 | 0,71 | 0,75 | 0,81 | 0.90 | 1,00 |

Wenn $F_1 = F_2$ wird für

| $F_3 : F_2 =$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0.6 | 0,7 | 0.8 | 0,9 | 1,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha =$ | 0,62 | 0,63 | 0,64 | 0.66 | 0,68 | 0,71 | 0.75 | 0.81 | 0,90 | 1,00 |
| $\zeta =$ | 2,26 | 1,91 | 1.60 | 1,24 | 0,94 | 0,65 | 0,39 | 0,19 | 0,05 | 0,00 |

δ) **Für den Widerstand beim Eintritt in das Saugrohr** gelten für die Vorzahl folgende mittlere Werte.

Wenn das Saugrohr mit dem cylindrischen stumpfen Ende in den Saugbehälter eintaucht . . . . . . . . . . . $\zeta = 0,5$,
bei trichterförmig ausgerundetem Rohrende . . . . . . . $\zeta \sim 0,1$,
wenn ein Saugkopf vorhanden ist . . . . . . . . . . $\zeta \geq 1$,

je nach der Weite und Form der Bohrungen. Letztere sollen einen Durchgangsquerschnitt gleich dem 2- bis 3fachen Saugrohrquerschnitt erhalten.

Damit die Widerstände beim Durchfluß des Fußventils, falls ein solches vorhanden ist, oder etwaiger Absperrschieber möglichst gering ausfallen, ist ersteres aus reinem, auf Wasser schwimmenden Gummi herzustellen; sein freier Durchgangsquerschnitt ist gleich dem 1,5- bis 2fachen Saugrohrquerschnitte zu wählen.

Absperrvorrichtungen im Saugrohr sollen den vollen Durchgangsquerschnitt erhalten.

### c) Ventilwiderstand des Saug- bezw. Druckventils.

Der Widerstand eines Hubventils — Teller- oder Kegelventils — ergibt nach Grashof die Vorzahl

$$\zeta = \left(1{,}537\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

wenn $F$ der Querschnitt des Rohres unmittelbar vor dem Ventil, $F_1$ der engste Querschnitt für den Durchfluß durch das Ventil ist. Wie schon unter „Ventile“ (C, c, S. 384) erläutert, hat C. v. Bach genaue Versuche zur Ermittelung des Widerstandes verschiedener Formen von Hubventilen angestellt, und es erscheint zweckmäßig, die betreffenden Vorzahlen mittels der dort gefundenen Werte zu berechnen.

Für den durch ein Klappenventil verursachten Widerstand ist nach Weißbach

$$\zeta = \left(x\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2;$$

hierin bedeutet wieder $F$ den vollen Querschnitt des Saugrohres, $F_1$ den (verengten) Durchflußquerschnitt im Ventilsitz.

Für $F_1 : F = 0{,}535$ und für verschiedene Drehwinkel $\beta$ der Klappe ergeben sich aus nachstehender Tabelle angenäherte Werte für $x$ und $\zeta$.

| $\beta =$ | 15° | 20° | 25° | 30° | 40° | 50° | 60° | 70° |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $x =$ | 5,61 | 4,75 | 4,0 | 3,47 | 2,54 | 1,91 | 1,49 | 1,23 |
| $\zeta =$ | 90 | 62 | 42 | 30 | 14 | 6,6 | 3,2 | 1,7 |

### d) Anordnungen der Kolbenpumpen.

Die in Betracht kommenden Pumpen mit hin und her gehendem Kolben lassen sich, je nach ihrer Wirkungsweise, einteilen in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen, sowie in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen, je nach der Lage der Cylindermittellinie in liegende und stehende Pumpen und je nach der Form des Kolbens in solche mit Scheiben-, Ventil- und Tauch- oder Plungerkolben.

Über einfach- und doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen s. unter „Kondensation“.

Die Druckpumpen werden überwiegend als Tauchkolbenpumpen und für größere Wassermengen zumeist als Doppel- oder als Zwillingspumpen mit innen- oder außenliegenden Stopfbüchsen ausgeführt. Häufig kommen statt der Doppelpumpen sog. Differential-

pumpen mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung in Anwendung.

Um einen geräuschlosen Gang bei hohen Umdrehungszahlen zu erzielen, ist bei dem Entwurf von Pumpmaschinen auf eine gute Wasserführung in Rohrleitung und Pumpe, ferner auf richtig bemessene und richtig angeordnete Windkessel, sowie auf gut gebaute Ventile Bedacht zu nehmen. Der Pumpenkörper ist so auszuführen, daß keine Luftsäcke entstehen und daß alle angesaugte Luft durch das Druckventil aus dem Pumpenraume entweichen kann.

Der Übergang des geförderten Wassers von einer Bewegungsrichtung in die andere, von einer

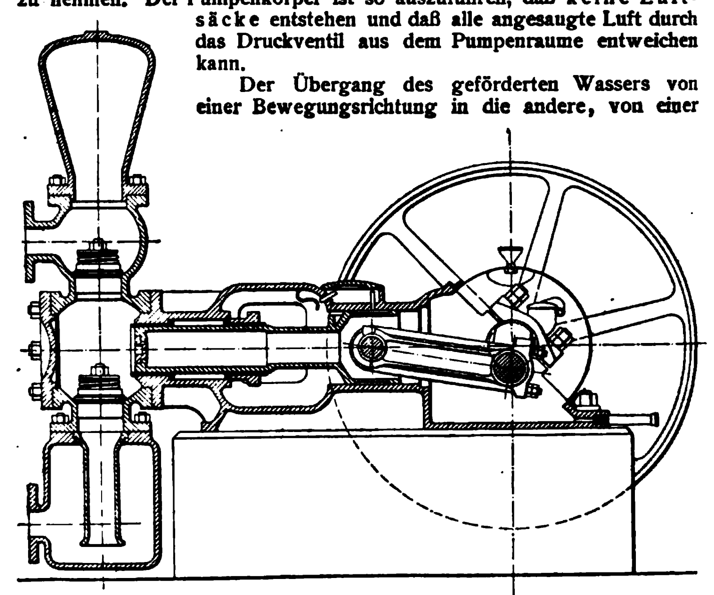


Fig. 500.

Geschwindigkeit in die andere, muß sich allmählich vollziehen; die bei Geschwindigkeitsänderungen etwa frei werdenden Kräfte müssen elastisch aufgefangen werden, damit Stöße nicht eintreten können. Dazu dienen die Windkessel. Sie müssen, um ein Abreißen des Kolbens von der Wassersäule zu verhüten, wie bereits an anderer Stelle hervorgehoben, so nahe wie nur möglich an den Pumpenraum herangelegt werden. Dies gilt insbesondere für die Saugwindkessel, die deshalb in neuerer Zeit nicht mehr, wie früher, im Saugrohr, sondern zumeist unmittelbar unter der Pumpe angeordnet werden. Damit die zu überwindende Saughöhe gering wird und ein möglichst großer Teil des Luftüberdruckes für die Beschleunigungsarbeiten zur Verfügung bleibt, wird man insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen darnach streben, diese so nahe wie möglich an dem Saugwasserspiegel aufzustellen.

Die Saug- und Druckventile sollen bei geringem Hube große Durchgangsöffnungen aufweisen und das Wasser beim Durchströmen möglichst wenig von seiner Bewegungsrichtung ablenken. Diesen Be-

dingungen genügen bei größeren Wassermengen ein- oder mehrfache Ringventile mit schmalgehaltenen Dichtungsflächen.

Bei der Bewegungsumkehr des Pumpenkolbens, also beim Übergange von der Saug- zur Druckperiode und umgekehrt, müssen die Ventile genau in der Totlage des Kolbens öffnen und schließen. Dies läßt sich bei raschlaufenden Pumpen nur durch gesteuerte oder aber durch federbelastete Ventile erzielen. In der Regel kommt als gesteuertes Pumpenventil ein leichtes Ringventil zur Ausführung, das sich selbsttätig öffnet und zwangläufig geschlossen wird.

Über derartige von Prof. Riedler angegebene Ventile sowie über andere Ventilkonstruktionen s. unter „Hubventile" (S. 382 u. f.).

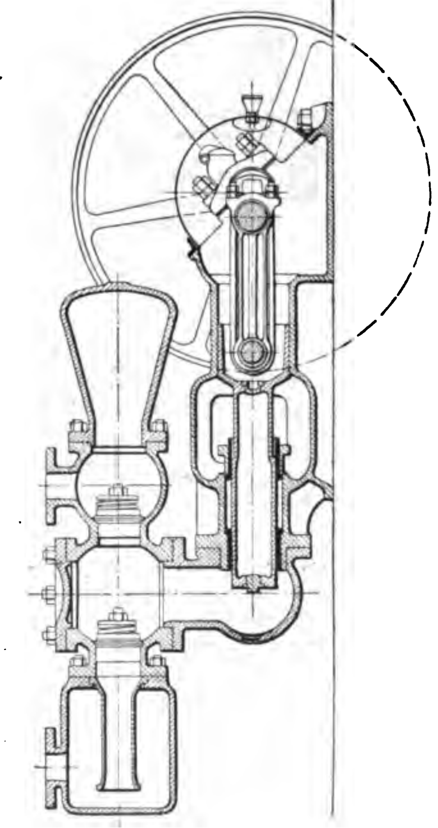


Fig. 501.

Fig. 500 zeigt eine mittels Riemens betriebene einfachwirkende Plungerpumpe liegender Anordnung der Firma Bettinger & Balcke, G. m. b. H. in Frankenthal. Die in dem angeschraubten Ventilkasten untergebrachten federbelasteten Ringventile sind leicht zugänglich. Der Plunger hat eine besondere Kreuzkopfführung.

Zum Speisen von Dampfkesseln mit 10 atm Überdruck werden diese Pumpen in drei Größen — Plungerdurchmesser = Hub = 60, 80 und 100 mm — ausgeführt; die minutlichen Umdrehungszahlen betragen für Saughöhen bis zu 2 m bezw. 180, 165 und 150.

Fig. 501 zeigt die Pumpe, wie sie für dieselben Abmessungen und Umdrehungszahlen als Wandpumpe Verwendung findet.

Häufig erhält die Kolbenstange des Dampfcylinders einfachwirkender Pumpen, um eine möglichste Ausgleichung zwischen dem Dampfdruck und den Pumpenwiderständen zu erzielen, einen so großen Durchmesser, daß die dem Dampfe ausgesetzten Druckflächen in demselben Verhältnisse zueinander stehen, wie die gesamten Widerstandshöhen $H_s + h_s$ und $H_d + h_d$ beim Saug- und Druckhube der Pumpe.

Eine solche zum Speisen von Dampfkesseln dienende Pumpe der Firma Escher, Wyß & Co. in Zürich ist in Fig. 502 dargestellt.

Der hohle Tauchkolben bildet mit der Kolbenstange des Dampfcylinders ein in der Mitte nach unten gekröpftes Gußstück, an welches

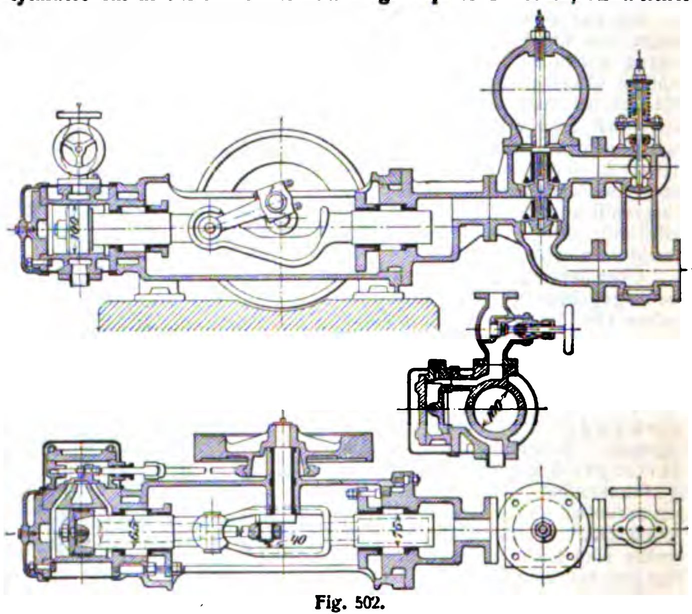


Fig. 502.

die Schubstange angreift. Das zwischen Saug- und Druckleitung eingeschaltete federbelastete Sicherheitsventil setzt beide Leitungen in Verbindung, sobald die Druckleitung während des Speisens geschlossen wird. Saug- und Druckventile der Pumpe sind einfache Ringventile.

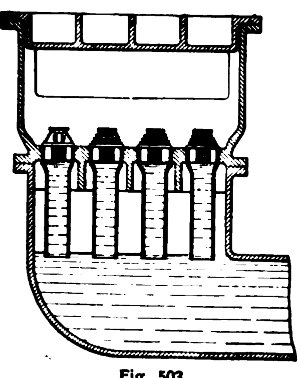


Fig. 503.

Um einen ruhigen und stoßfreien Gang der Pumpen, selbst bei hohen Umdrehungszahlen und großen Saughöhen zu erzielen, ist in Vorschlag gebracht worden, federbelastete Gruppenventile anzuordnen und jedes derselben, wie Fig. 503 erkennen läßt, mit einem in den Saugwindkessel eintauchenden besonderen Saugrohr zu versehen. Dadurch soll eine bessere Wasserführung erreicht und ferner die Wellenbewegung im Windkessel erheblich vermindert werden, so daß die Luft zu allen Ventilen gleichmäßig fein verteilt in kleinen Luftblasen gelangen kann, welche deren ruhigen Gang nicht beeinträchtigen.

Eine liegende Doppelpumpe mit innen liegenden Stopfbüchsen und gemeinsamer Saug- und Druckleitung, wie sie von Gebr. Sulzer in Winterthur für das Wasserwerk der Stadt St. Gallen gebaut wurde, zeigt Fig. 504 (vergl. Z. d. V. d. I. 1898, S. 197). Der

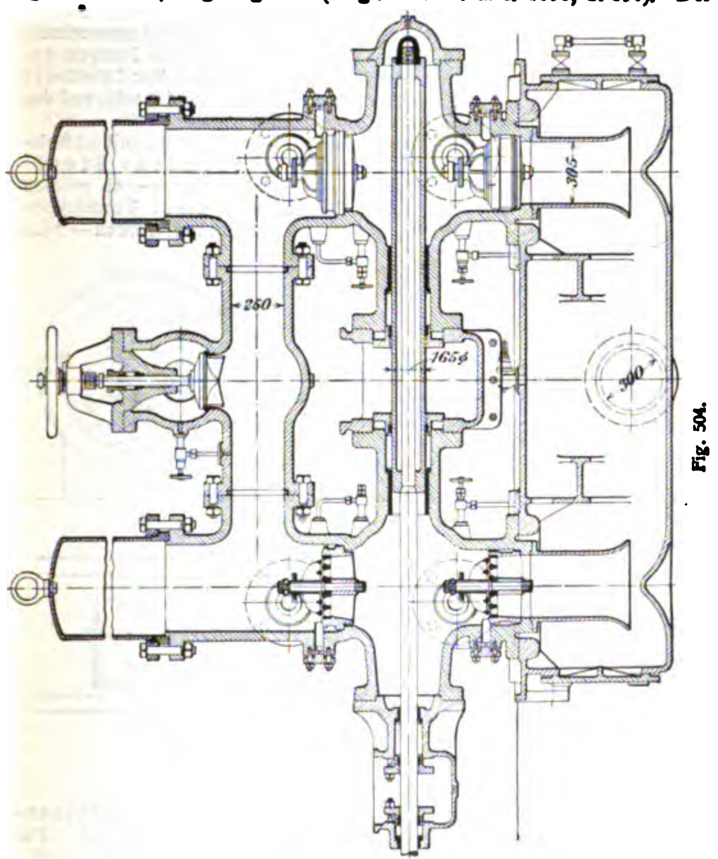



Fig. 504.

für beide Pumpen gemeinsame Tauchkolben von 165 mm Durchmesser und 1000 mm Hub wird von der verlängerten Niederdruckkolbenstange einer Sulzerschen Dreifach-Expansionsmaschine angetrieben. Die Pumpe besitzt gesteuerte Ventile, Bauart Riedler, und macht normal 60 Doppelhübe in der Minute. Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen stellbare Druckstifte, deren Abdichtung durch Gummischnur, Gummischeiben oder dergl. bewirkt wird. Über jedem Druckventil befindet sich ein geschweißter flußeiserner Windkessel.

Auf der Abbildung sind auch die zum Füllen des Pumpenraumes bezw. des Saugwindkessels — vor dem Anlassen der Pumpe — nötigen Rohrverbindungen mit abstellbaren Ventilen, ferner am Saugwindkessel ein Wasserstandsanzeiger sowie ein Sicherheitsventil erkennbar. Um die Druckventile nachsehen und nötigenfalls auswechseln zu können, ist in die für beide Pumpen gemeinsame Druckleitung ein von Hand stellbares Absperrventil eingebaut, das während des Betriebes offen bleibt.

Eine liegende Doppelpumpe mit außenliegenden Stopfbüchsen — es müssen dann zwei Tauchkolben angewandt werden — nach



Fig. 505.

Ausführung der Halleschen Dampfpumpen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. zeigt Fig. 505. Der eine Tauchkolben wird unmittelbar von dem Querhaupt der Dampfmaschine, der andere mittelbar von diesem durch ein an dem Pumpenkörper seitlich vorbeiführendes doppeltes Gestänge bewegt, dessen Beanspruchung bei der den größeren Kraftaufwand erfordernden Druckwirkung auf Zug erfolgt. Die Ventilgehäuse sind an seitlichen bezw. oberen Flanschen des Pumpenkörpers befestigt.

Aus der auf S. 545 befindlichen Tabelle sind die Hauptabmessungen, Leistungen und Gewichte solcher Pumpen zu entnehmen.

| Durchmesser des Dampfcylinders mm | Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Minutliche Umdrehungszahl | Fördermenge in l/min | Lichte Weite des Saugrohres mm | Lichte Weite des Druckrohres mm | Lichte Weite des Dampfeintritts mm | Lichte Weite des Dampfaustritts mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 120 | 65 | 160 | 120 | **100** | 50 | 40 | 26 | 33 | 450 |
| 120 | 85 | 160 | 95 | **140** | 60 | 50 | 26 | 33 | 600 |
| 150 | 85 | 200 | 80 | **160** | 65 | 60 | 33 | 40 | 1050 |
| 150 | 110 | 200 | 75 | **240** | 80 | 65 | 33 | 40 | 1300 |
| 180 | 110 | 260 | 70 | **300** | 90 | 80 | 33 | 40 | 1560 |
| 180 | 130 | 260 | 65 | **380** | 100 | 90 | 33 | 40 | 1750 |
| 220 | 130 | 320 | 60 | **450** | 100 | 90 | 45 | 60 | 2000 |
| 220 | 160 | 320 | 55 | **600** | 125 | 100 | 45 | 60 | 2300 |
| 260 | 180 | 320 | 55 | **750** | 150 | 125 | 45 | 60 | 2550 |
| 260 | 160 | 400 | 55 | **900** | 150 | 125 | 45 | 60 | 3550 |
| 300 | 180 | 400 | 55 | **1000** | 175 | 150 | 50 | 65 | 3900 |
| 320 | 200 | 400 | 55 | **1200** | 175 | 150 | 50 | 65 | 4000 |
| 300 | 200 | 500 | 50 | **1400** | 200 | 150 | 50 | 65 | 4300 |
| 300 | 230 | 500 | 45 | **1600** | 200 | 175 | 65 | 75 | 4450 |
| 350 | 250 | 500 | 40 | **1850** | 225 | 175 | 65 | 75 | 5200 |
| 350 | 250 | 600 | 38 | **2000** | 225 | 175 | 65 | 75 | 6000 |
| 400 | 300 | 600 | 35 | **2500** | 250 | 200 | 75 | 90 | 6800 |
| 420 | 340 | 600 | 30 | **3000** | 275 | 225 | 90 | 100 | 8000 |
| 470 | 360 | 700 | 28 | **3600** | 300 | 250 | 90 | 100 | 9300 |

Häufig werden, wie schon erwähnt, statt der Doppelpumpen, zur Ersparung eines Saug- und eines Druckventils, Differentialpumpen verwendet. Dieselben arbeiten mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung, wodurch ebenfalls eine gleiche Kraftentnahme beim Hin- und Rückgange des Kolbens erreicht werden kann.

Die in umstehender Fig. 506 dargestellte Differential-Tauchkolbenpumpe mit Hartgummi-Ringventilen der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz hat 85 bezw. 120 mm Kolbendurchmesser und 240 mm Hub; sie macht normal 100 Umdrehungen in der Minute und fördert dabei stündlich etwa 15 cbm. An den gefährlichen Stellen (Übergangsstellen) des Pumpenkörpers angebrachte Verstärkungen sollen im Verein mit schmiedeisernen Spannankern *a* Brüche verhindern, die infolge von Gußspannungen und der wechselnden Materialbeanspruchung an diesen Stellen auftreten können; die Spannanker sollen ferner dazu dienen, nach etwa erfolgtem Bruch die Risse so weit zusammenzuziehen, daß ein Weiterarbeiten mit der Pumpe noch möglich ist.

Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen erreichbare Druckstifte. Ein am Saugwindkessel angebrachtes federbelastetes Sicherheitsventil öffnet sich, sobald infolge ungenügenden Schließens des Saugventils oder dergl. die Spannung im Saugwindkessel eine gewisse Grenze überschreitet.

Ist allgemein bei Differentialpumpen $F$ der Querschnitt des größeren, $f$ derjenige des kleineren Tauchkolbens, so findet sich der

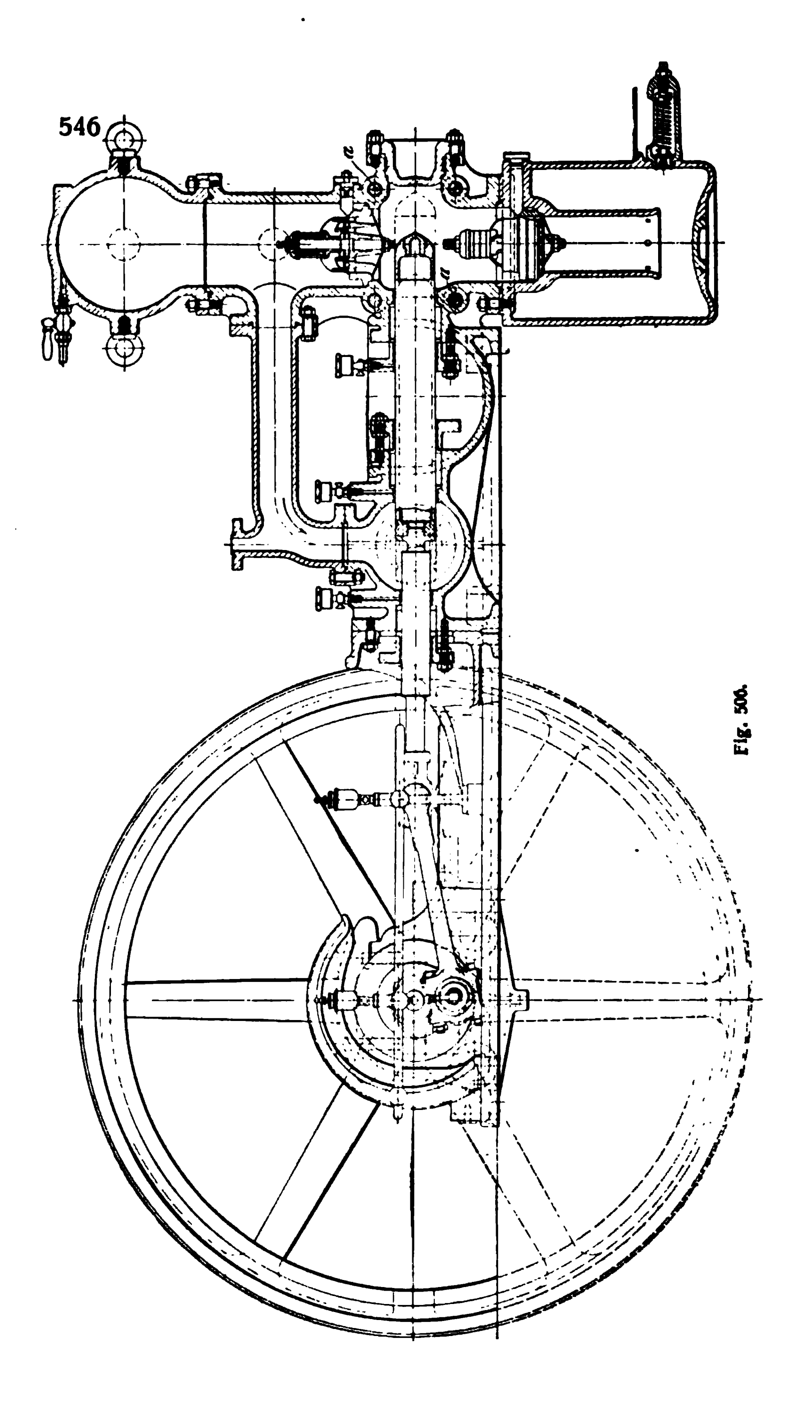


Fig. 500.

letztere für **gleiche Wasserlieferung** beim Hin- und Rückgange aus $F - f = f$ zu

$$f = 0{,}5\,F,$$

oder für **gleiche Kraftwirkung** beim Hin- und Rückgange aus

$$F(H_s + h_s) + (F - f)(H_d + h_d) = f(H_d + h_d),$$

worin $h_s$ und $h_d$ die **mittlere** Saug- und die **mittlere** Druckwiderstandshöhe während des Kolbenhubes $s$ bedeuten. Hierbei wird bei einem Hin- und Rückgange des Kolbens eine Wassermenge

$$(F - f)s + fs = Fs$$

gehoben. Die Abmessungen der Pumpe sind daher aus der Wasserlieferung zu berechnen wie für eine einfachwirkende Pumpe.

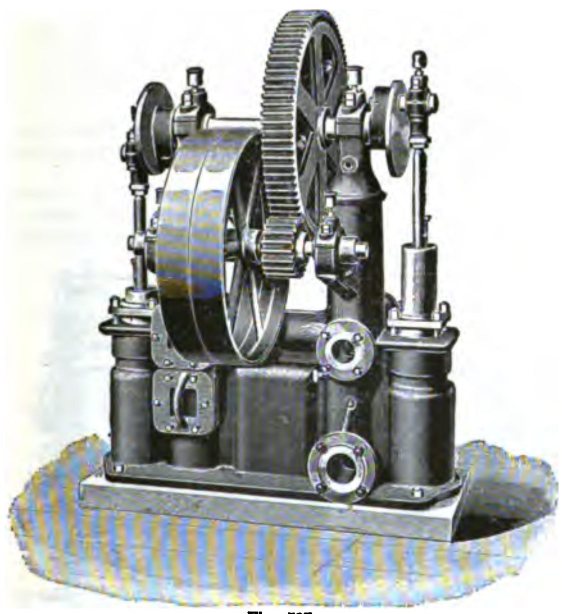


Fig. 507.

Eine **stehende Zwillingspumpe** der Firma **Weise & Monski** in Halle a. S. mit zwei einfachwirkenden Pumpen und Rädervorgelege für Riemenbetrieb zeigt Fig. 507. Die Pumpe eignet sich besonders für schwere Arbeiten und für Druckhöhen bis zu 10 atm.

Die Pumpencylinder bilden mit den gleichzeitig als Saug- und Druckwindkessel dienenden Säulen ein einziges Gußstück. Da die Saug- und Druckräume für beide Cylinder gemeinsam sind, können die Rohranschlüsse auf beliebiger Seite der Pumpe erfolgen.

Die leicht zugänglichen Ventile sind von Bronze.

Die **Hauptabmessungen** und **Gewichte** dieser Pumpen sind aus der umstehenden Tabelle zu entnehmen.

| Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Minutliche Umdrehungszahl | Fördermenge in l/min | Lichte Weite des Saugrohres mm | Lichte Weite des Druckrohres mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 65 | 80 | 130 | **60** | 40 | 40 | 300 |
| 70 | 100 | 110 | **75** | 50 | 40 | 400 |
| 80 | 120 | 95 | **100** | 60 | 50 | 520 |
| 90 | 130 | 90 | **130** | 65 | 55 | 570 |
| 100 | 150 | 80 | **170** | 70 | 60 | 680 |
| 110 | 180 | 70 | **220** | 90 | 65 | 850 |
| 130 | 200 | 64 | **300** | 100 | 80 | 1150 |
| 150 | 220 | 60 | **400** | 100 | 80 | 1300 |
| 180 | 260 | 55 | **600** | 125 | 100 | 2150 |
| 200 | 300 | 50 | **800** | 150 | 125 | 2850 |

Eine liegende Zwillingspumpe derselben Firma mit Außenstopfbüchsen und gefrästem Rädervorgelege für elektrischen Antrieb ist in Fig. 508 dargestellt.

Derartige Pumpen werden bis zu etwa 100 PS mit Umdrehungszahlen von 150 bis 250 in der Minute gebaut. Der Trieb auf der Welle des Elektromotors wird gewöhnlich in Rohhaut gefertigt.

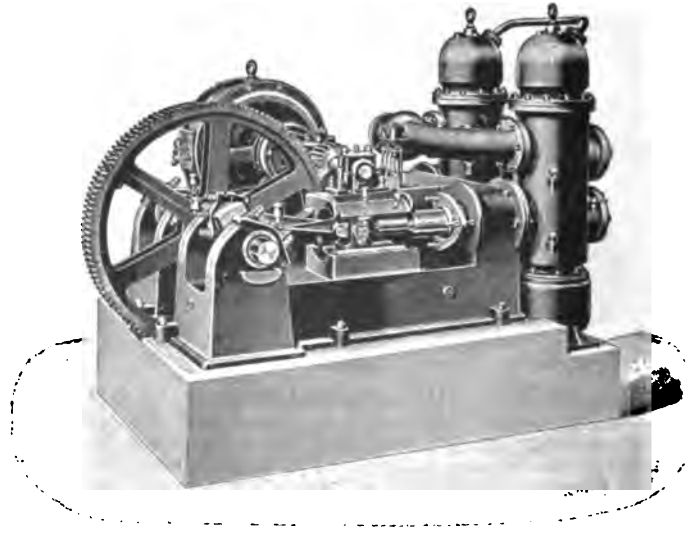


Fig. 508.

Die nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte solcher Pumpen für verschiedene Förderhöhen und Liefermengen.

| Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Minutliche Umdrehungszahl | Fördermenge in l/min | Förderhöhe m | Lichte Weite des Druckrohres mm | Lichte Weite des Saugrohres mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 60 | 90 | 250 | **120** | 150 | 50 | 60 | 800 |
| 75 | 90 | 250 | **190** | 100 | 65 | 70 | 850 |
| 90 | 90 | 250 | **270** | 70 | 80 | 90 | 900 |
| 100 | 90 | 250 | **330** | 40 | 90 | 100 | 950 |
| 70 | 120 | 220 | **190** | 150 | 65 | 70 | 1300 |
| 85 | 120 | 220 | **285** | 100 | 80 | 90 | 1350 |
| 100 | 120 | 220 | **390** | 70 | 90 | 100 | 1480 |
| 120 | 120 | 220 | **565** | 40 | 100 | 125 | 1550 |
| 85 | 150 | 200 | **320** | 150 | 80 | 90 | 1600 |
| 100 | 150 | 200 | **445** | 100 | 90 | 100 | 1700 |
| 120 | 150 | 200 | **640** | 70 | 100 | 125 | 1770 |
| 150 | 150 | 200 | **1000** | 40 | 125 | 150 | 1900 |
| 100 | 180 | 180 | **470** | 150 | 90 | 100 | 2300 |
| 120 | 180 | 180 | **685** | 100 | 100 | 125 | 2400 |
| 150 | 180 | 180 | **1030** | 70 | 125 | 150 | 2900 |
| 180 | 180 | 180 | **1560** | 40 | 150 | 175 | 3200 |
| 120 | 220 | 160 | **750** | 150 | 100 | 125 | 3900 |
| 150 | 220 | 160 | **1175** | 100 | 125 | 150 | 4250 |
| 180 | 220 | 160 | **1700** | 70 | 150 | 175 | 4600 |
| 210 | 220 | 160 | **2300** | 40 | 175 | 200 | 4900 |
| 150 | 260 | 150 | **1300** | 150 | 150 | 175 | 4600 |
| 180 | 260 | 150 | **1880** | 100 | 175 | 200 | 4850 |
| 210 | 260 | 150 | **2560** | 70 | 200 | 225 | 5150 |
| 250 | 260 | 150 | **3620** | 40 | 250 | 275 | 5500 |
| 180 | 300 | 150 | **2170** | 150 | 175 | 225 | 6700 |
| 210 | 300 | 150 | **2950** | 100 | 200 | 250 | 7000 |
| 250 | 300 | 150 | **4180** | 70 | 250 | 300 | 8000 |
| 280 | 300 | 150 | **5250** | 40 | 300 | 350 | 9000 |

Zum Fördern großer Wassermengen auf mittlere und große Förderhöhen eignen sich Drillingspumpen, deren Vorteile, den Zwillingspumpen gegenüber, in einer bedeutend gleichmäßigeren Kraftentnahme und Wasserströmung bestehen. Sie arbeiten, da der Druckwechsel im toten Punkte in Wegfall kommt, auch bei hohen Umlaufzahlen ruhig und ohne Stöße.

Fig. 509 zeigt eine Drillingspumpe der Firma Bopp & Reuther in Mannheim; sie besteht aus drei einfachwirkenden Pumpen, deren Plunger durch eine, mit drei um je 120° gegeneinander versetzten Kröpfungen versehene Welle angetrieben werden, deren vier Lager mit einem trogartigen, mittels Blechmantels abgedeckten Gestell zusammengegossen sind.

Einige Hauptabmessungen dieser Pumpen sind nachstehend gegeben.

| Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Minutliche Umdrehungszahl | Lichte Weite des Saugrohres mm | Lichte Weite des Druckrohres mm | Fördermenge in cbm/std |
|---|---|---|---|---|---|
| 80 | 95 | 350 | 100 | 90 | 27 |
| 100 | 125 | 280 | 150 | 125 | 44 |
| 120 | 160 | 240 | 175 | 150 | 70 |
| 140 | 200 | 200 | 200 | 175 | 97,2 |
| 175 | 250 | 175 | 275 | 250 | 169,2 |
| 200 | 300 | 150 | 300 | 275 | 228 |

In Fig. 510 ist eine stehende Verbund-Dampfpumpe mit außen durch Stopfbüchsen abgedichteten Plungerkolben der Halleschen

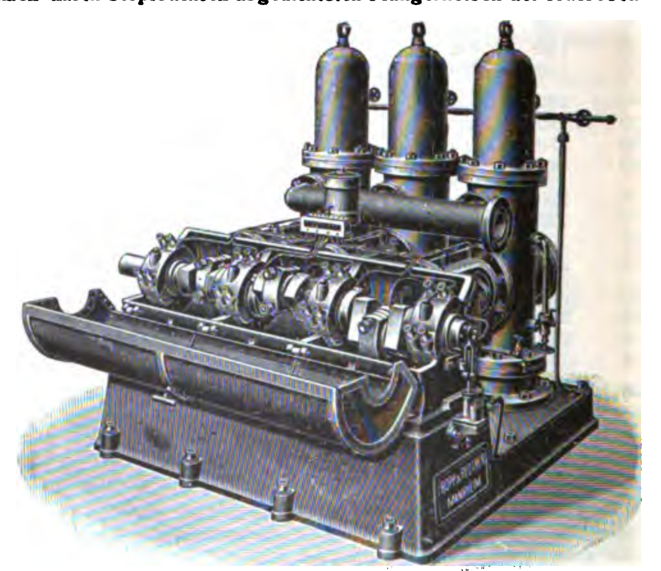


Fig. 509.

Dampfpumpen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. dargestellt. Der Hochdruckcylinder hat 175, der Niederdruckcylinder 270 und der Pumpencylinder 150 mm Durchmesser; der gemeinsame Kolbenhub beträgt 200 mm.

Die von Hand stellbare Meyer-Steuerung des Hochdruckcylinders ermöglicht eine veränderliche Leistung der Pumpe.

**Abmessungen** und **Gewichte** dieser Pumpen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

| Durchmesser des Hochdruckcylinders mm | Durchmesser des Niederdruckcylinders mm | Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Minutliche Umdrehungszahl | Fördermenge in l/min | Lichte Weite des Saugrohres mm | Lichte Weite des Druckrohres mm | Lichte Weite des Dampfeintritts mm | Lichte Weite des Dampfaustritts mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 90 | 140 | 55 | 90 | 180 | **72** | 46 | 40 | 17 | 33 | 400 |
| 105 | 170 | 70 | 120 | 130 | **110** | 50 | 40 | 17 | 33 | 600 |
| 120 | 190 | 85 | 150 | 110 | **160** | 60 | 50 | 20 | 40 | 850 |
| 130 | 210 | 100 | 180 | 95 | **240** | 80 | 65 | 20 | 40 | 1 260 |
| 160 | 250 | 130 | 220 | 70 | **350** | 90 | 80 | 26 | 45 | 1 600 |
| 175 | 270 | 150 | 220 | 70 | **500** | 110 | 90 | 30 | 52 | 2 550 |
| 200 | 320 | 170 | 220 | 70 | **650** | 125 | 100 | 35 | 60 | 2 800 |
| 200 | 320 | 180 | 260 | 60 | **700** | 130 | 100 | 35 | 60 | 3 600 |
| 240 | 360 | 200 | 260 | 55 | **850** | 150 | 130 | 40 | 70 | 4 100 |
| 300 | 420 | 230 | 300 | 55 | **1200** | 180 | 150 | 45 | 75 | 5 500 |
| 300 | 420 | 250 | 300 | 55 | **1600** | 200 | 150 | 45 | 75 | 6 500 |
| 325 | 500 | 280 | 320 | 50 | **1850** | 235 | 200 | 60 | 100 | 8 000 |
| 325 | 500 | 300 | 350 | 45 | **2000** | 235 | 200 | 60 | 100 | 9 500 |
| 325 | 500 | 400 | 350 | 38 | **3000** | 275 | 250 | 60 | 100 | 10 500 |

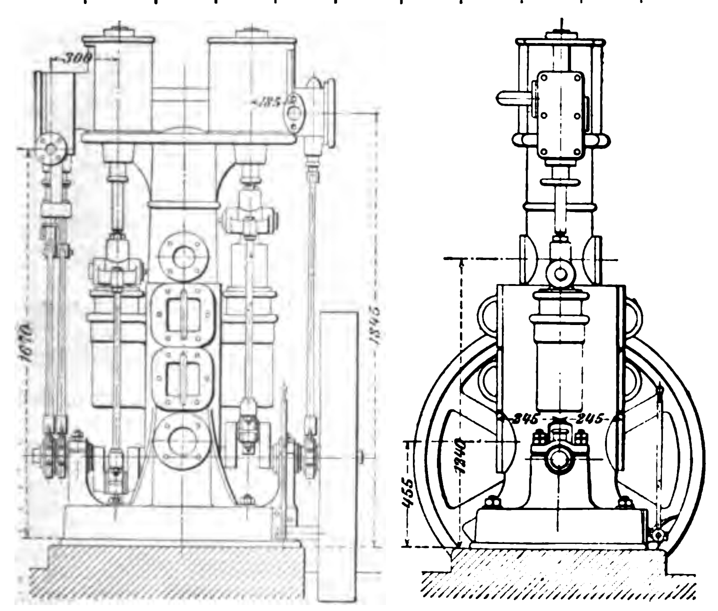



Fig. 510.

Eine größere liegende **Verbund-Pumpmaschine**, wie sie von der Firma **Koch, Bantelmann & Paasch** in Magdeburg-Buckau für Wasserhaltungen und Wasserversorgungen ausgeführt wird, zeigt Fig. 511. Die Bauart der Pumpencylinder, sowie die der anschließenden Ventilgehäuse mit dreifachen Ringventilen ist aus Fig. 512 zu entnehmen.

Die durch kräftige schmiedeiserne Streben untereinander bezw. mit den Maschinenrahmen verbundenen Pumpencylinder sind mit den

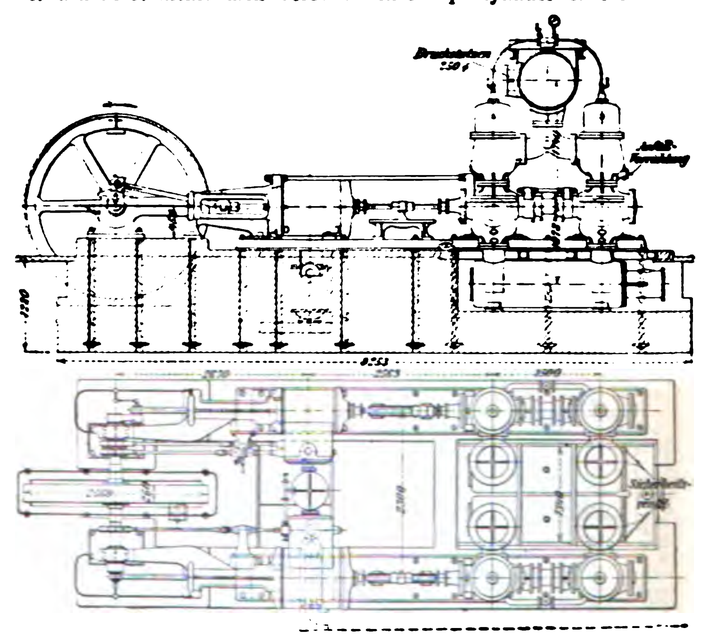
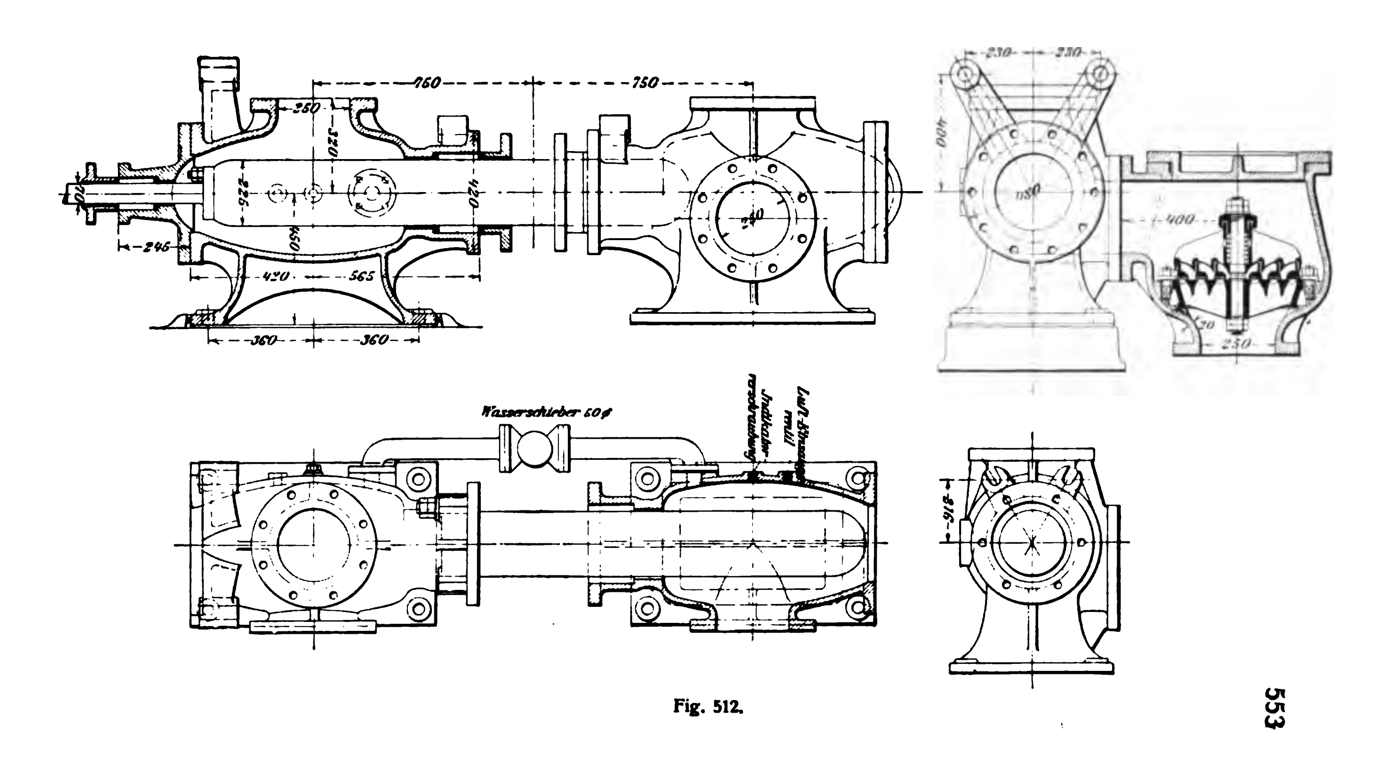


Fig. 511.

Dampfcylindern auf gemeinsamer, durchgehender Grundplatte befestigt Der Hochdruckcylinder hat von Hand stellbare Meyer-Steuerung, doch werden die Maschinen auch mit Rider-Steuerung und Leistungsregulator versehen.

**Hauptabmessungen** und **Gewichte** derartiger Pumpen sind aus der Tabelle auf S. 554 zu entnehmen.

Die stehende **doppeltwirkende Dampfpumpe** — sog. Unapumpe — der **Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker** in Frankenthal hat zwei Pumpenstiefel *a* und *b* (Fig. 513), von denen nur der untere (*a*) eine Stopfbüchse *c* besitzt, während in den oberen (*b*) ein bis nahe zum Grundring der Stopfbüchse hinabreichender Metallcylinder dicht eingesetzt ist, in dem der Tauchkolben gleitet. Die Pumpe ist mit der hohlen Säule *d*, die gleichzeitig den Druckwindkessel bildet, und auf dessen oberer



760
750
250
320
226
450
420
246
70
420
565
360
360
Wasserschieber 60φ
Luft-Einsaugeventil
Indikatorverschraubung
230
230
400
400
250
816


Fig. 512.

| Durchmesser des Hochdruckcylinders mm | Durchmesser des Niederdruckcylinders mm | Durchmesser der Plunger mm | Kolbenhub mm | Fördermenge in l/min | Minutliche Umdrehungszahl | Druckhöhe bei 4 atm im Hochdruckcylinder m | Lichte Weite des Dampfeintritts mm | Lichte Weite des Dampfaustritts mm | Lichte Weite der Saug- und Druckrohre mm | Ungefähres Gewicht kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 400 | 635 | 225 | 600 | 4000 | 50 | 50 | 90 | 150 | 250 | 24 000 |
| 400 | 635 | 250 | 600 | 5000 | 50 | 45 | 90 | 150 | 275 | 25 000 |
| 475 | 800 | 325 | 600 | 7500 | 45 | 35 | 100 | 175 | 350 | 35 000 |
| 475 | 800 | 350 | 600 | 9000 | 45 | 30 | 100 | 175 | 375 | 35 500 |

Tragplatte der mittels Trickschiebers gesteuerte Dampfcylinder befestigt ist, aus einem Stück gegossen. Die Saugventile — bei $f$ und $g$ — stehen durch einen Kanal $e$, die Druckventile — bei $h$ und $i$ — durch einen Kanal $e_1$ miteinander in Verbindung. Beim Aufgange des Kolbens sind die äußeren Ventile $f$ und $i$ geöffnet, die inneren Ventile $g$ und $h$ dagegen geschlossen; beim Niedergange des Kolbens findet das Umgekehrte statt. Die Ventile sind federbelastete Ringventile.

Fig. 514 zeigt eine von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Linden vor Hannover für die Grubenverwaltung der Ilseder-Hütte gelieferte, einfachwirkende sogenannte Expreßpumpe, Bauart Riedler-Stumpf, mit elektrischem Antrieb (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 46). Sie ist als Zwillings-Plungerpumpe gebaut und mit der Welle des Elektromotors von ~ 200 PS gekuppelt. Die Kolben haben 375 mm Durchmesser und 250 mm Hub. Bei 195 minutlichen Umdrehungen fördert die Pumpe 10 000 l/min Wasser auf eine Gesamtwiderstandshöhe von 70 m.

Das Saugventil ist hier, ohne irgendwelche Federbelastung, konzentrisch um den Kolben angeordnet, der an seinem Ende einen Steuerkopf (Mitnehmer) mit einer Feder aus Hartgummi trägt. Vor Ende jedes Saughubes trifft letztere auf das geöffnete Ventil, wird dabei zusammengedrückt und preßt dann das Ventil auf seinen Sitz. Erfolgt der Rückgang des Kolbens, so entweicht die angesaugte Flüssigkeit durch ein mehrsitziges Ringventil in das Druckrohr.

Der Saugwindkessel ist so angebracht, daß sein Wasserspiegel höher liegt als das mit dem Kolben verbundene Ventil, so daß beim Beginn des Saugens das Wasser unter Druck in die Pumpe einströmt. Alle Stoßwirkungen, die bei gewöhnlichen Pumpen infolge der Bewegungs- und Geschwindigkeitsänderungen der Saugwassersäule entstehen, sind damit ausgeschlossen.

Die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassermenge ist bei der Riedler-Expreßpumpe sehr gering. Dazu kommt, daß zum Öffnen des wagerecht angeordneten Saugventiles eine geringere Kraft nötig ist, als bei einem sich senkrecht hebenden Ventil. Es sind somit alle Bedingungen erfüllt, um die auf eine Herabsetzung der wirklichen Saughöhe hinwirkenden Verhältnisse günstig zu gestalten.

Bei den von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh. für die Wasserhaltung der Bleierzgruben der Gewerk-

schaft Lohmannsfeld und Peterszeche im Siegerland gelieferten einfachwirkenden Riedler-Expreßpumpen von 185 mm Durchmesser und

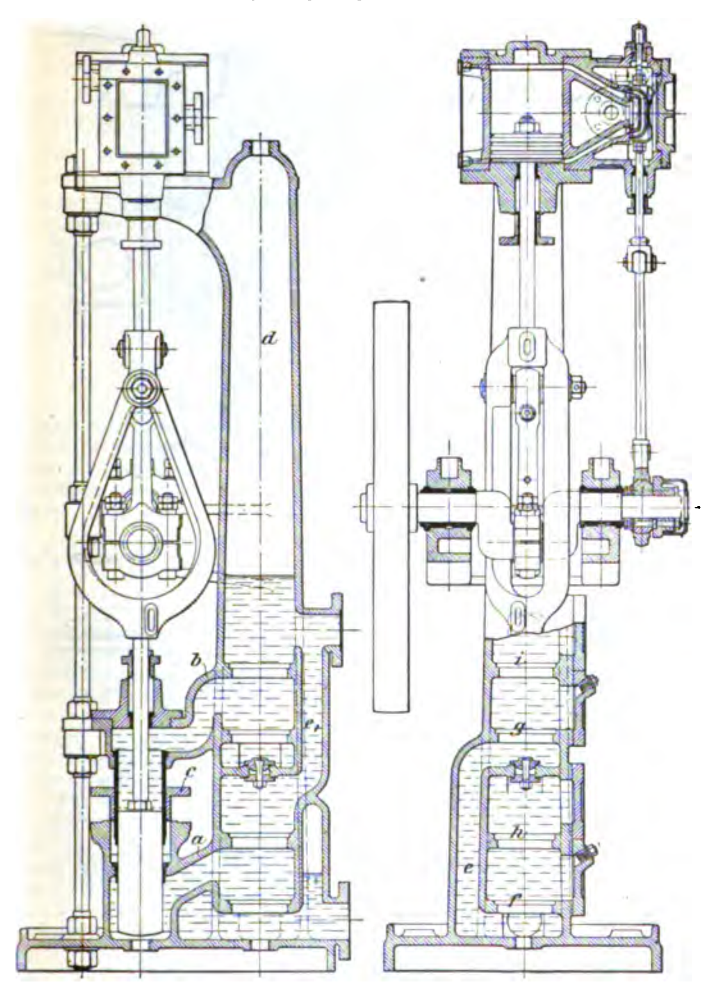



Fig. 513.

200 mm Hub sind, wie Fig. 515 ersichtlich, die nach Entfernen des hinteren Deckels zugänglichen beiden Ventile jeder Pumpe gleichachsig angeordnet. Über dem Sitz des Saugventiles liegt ein Einsatz, der das

Druckventil enthält, in dessen Bauart — gegenüber der früheren Ausführung — nur insofern eine Änderung eingetreten ist, als wegen der

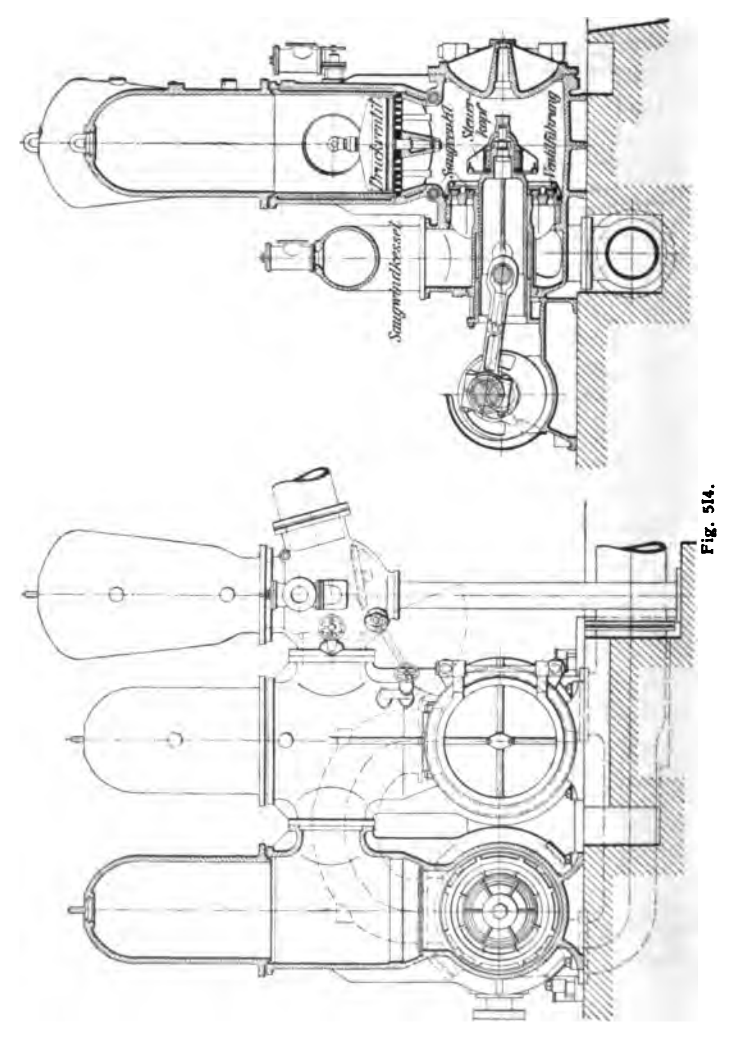



Fig. 514.

wagerechten Lage für die einzelnen Ventilringe eine Führung vorgesehen ist. Die Vorteile dieser Anordnung sollen in der vorzüglichen Wasser-

führung innerhalb der Pumpe, in der Verminderung der Saughöhe, die bekanntlich bis zum höchsten Punkte des eigentlichen Pumpenraumes zu rechnen ist, ferner darin bestehen, daß nur in dem kegelförmigen Druckventilsitze wechselnder Druck herrscht. Etwa in die Pumpe ge-

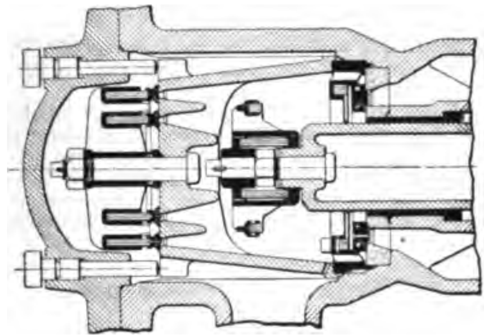


Fig. 515.

langende Luft wird durch eine kleine Bohrung am höchsten Punkte des Arbeitsraumes abgeführt, soweit sie überhaupt bei der großen Umlaufzahl der Pumpe nicht vom Wasser mitgerissen wird. Die von Dampfmaschinen betriebenen Pumpen fördern je 1 cbm/min auf 310 m Höhe (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1424 und 1902, S. 1042).

## B. Kreiselpumpen (Centrifugalpumpen).

Je nach der Art der Aufstellung unterscheidet man Kreiselpumpen mit wagerechter und mit lotrechter Welle, je nach der Art des Einlaufes solche mit einseitigem und mit zweiseitigem Einlauf; ferner unterscheidet man je nach der Höhe, auf welche die betreffende Flüssigkeit gefördert werden soll, Niederdruck- und Hochdruck-Kreiselpumpen. Erstere eignen sich zur Förderung von Wassermengen bis auf etwa 20 m Höhe. Die Förderhöhe ist annähernd proportional dem Quadrate der Umdrehungszahl, der Arbeitsbedarf annähernd proportional dem Produkte der Wassermenge und der Förderhöhe.

Für Förderhöhen über 20 m verwendet man die Hochdruck-Kreiselpumpen. Die Förderhöhen dieser Pumpen richten sich, sofern sie mit dem zugehörigen Betriebsmotor direkt gekuppelt sind, nach dessen Umdrehungszahl. Übliche Ausführungen sind solche für Förderung von etwa 1,5 bis 120 cbm/min und darüber bis auf 150 m Höhe.

Vor Inbetriebsetzung muß die Pumpe, sofern sie über der Oberfläche der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt wird, mit dieser gefüllt und zu dem Zweck mit einem Füllhahn und mit einem Fußventil versehen werden. Vielfach wird die Flüssigkeit mittels eines auf das Gehäuse gesetzten Dampf- oder Wasserstrahl-Luftsaugers angesaugt.

Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch gewöhnliche Zahnräder, besser aber durch Pfeilräder, ferner durch Keilräder und durch Riemen.

Im letzteren Falle empfehlen **Brodnitz & Seydel** in Berlin, für die Breite $b$ des Riemens (in mm) — Riemengeschwindigkeiten $v \leqq 15$ m/sek vorausgesetzt — zu nehmen

$$b = \frac{3000\,N}{D\,n};$$

hierin bedeutet noch $N$ die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, $D$ den Durchmesser der Riemenscheibe (in m) und $n$ die Anzahl der minutlichen Umdrehungen derselben.

Für unmittelbaren Antrieb der Pumpe eignen sich besonders Elektromotoren und Dampfturbinen. Für größere Druckhöhen als 10 m ist auf der Pumpe ein **Rückschlagventil** anzubringen. Die Rohrteile über und unter diesem Ventil werden zweckmäßig durch ein Röhrchen mit eingeschaltetem Hahn verbunden, um durch Öffnen desselben vor Inbetriebsetzung der Pumpe den auf dem Ventil lastenden Überdruck zu beseitigen.

### a) Berechnung der Kreiselpumpen.

Es bezeichne unter Bezugnahme auf Fig. 516

$A = 10{,}33$ m die Wassersäule, welche dem Luftdruck entspricht,
$H_s$ die Saughöhe in m,
$H_d$ die Druckhöhe in m,
$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,
$Q$ die gehobene Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,
$\gamma$ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,
$v_s$ und $v_d$ die Saug- und Druckgeschwindigkeit in m/sek,
$c_e$ und $c_a$ die absolute Eintritt- und Austrittgeschwindigkeit in m/sek,
$w_e$ und $w_a$ „ relative „ „ „ „ „
$r_e$ und $r_a$ den inneren und äußeren Radhalbmesser in m,
$b_e$ und $b_a$ die innere und äußere lichte Radbreite in m,
$n$ die Anzahl der Radumdrehungen in der Minute,
$H_w = h_s + h_r + h_d$ die den Bewegungswiderständen im Saugrohre, im Rade und im Druckrohre entsprechende Widerstandshöhe in m.

Die **größtmögliche Saughöhe** ergibt sich, wie bei den Kolbenpumpen, aus der Bedingung

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g}\right) > 0.$$

Man wählt — je nach der Länge der Leitung — $v_s \sim 1{,}0$ bis 2,0 m/sek. Damit folgt der **Durchmesser des Saugrohres** $d_s$ aus

$$Q = \frac{d_s^2\,\pi}{4}\,v_s.$$

Für Pumpen mit **zweiseitigem Einlauf** erhält man den Durchmesser $d_s'$ des letzteren aus

$$Q = 2\,\frac{d_s'^2\,\pi}{4}\,v_s.$$

Für den Eintritt der Flüssigkeit in das Rad bezw. in den Druckkanal gilt bei $\mathfrak{z}_e$ Schaufeln am inneren und $\mathfrak{z}_a$ Schaufeln am äußeren Umfange mit Berücksichtigung der Schaufeldicke $e$

$$Q = \left(2\,\pi\,r_e - \mathfrak{z}_e \frac{e}{\sin \alpha_e}\right) b_e\, c_e = \left(2\,\pi\,r_a - \mathfrak{z}_a \frac{e}{\sin \alpha_a}\right) b_a\, c_a \sin \beta.$$

Es ist bei Pumpen mit zweiseitigem Einlauf $r_e = 0{,}6\, d_s'$ und die Schaufelzahl — je nach der Größe des Rades — $\mathfrak{z}_e = 6$ bis 12, ferner $\mathfrak{z}_a$ gewöhnlich $= \mathfrak{z}_e$, nur bei großen Pumpen $\mathfrak{z}_a > \mathfrak{z}_e$ zu wählen.

Die Schaufeldicke $e$ beträgt (bei Gußeisen) 6 bis 10 mm.

Der äußere Radhalbmesser wird $r_a = 2\,r_e$, bei großen Förderhöhen $r_a > 2\,r_e$ und die Geschwindigkeit $c_e = v_s$, vielfach auch $= c_a \sin \beta$ genommen; im letzteren Falle sind die Radbreiten $b_e$ und $b_a$ verschieden groß.

$\alpha_e$, $\alpha_a$ und $\beta$ sind die in Fig. 516 angegebenen Winkel, die durch spätere Erörterungen bestimmt werden.

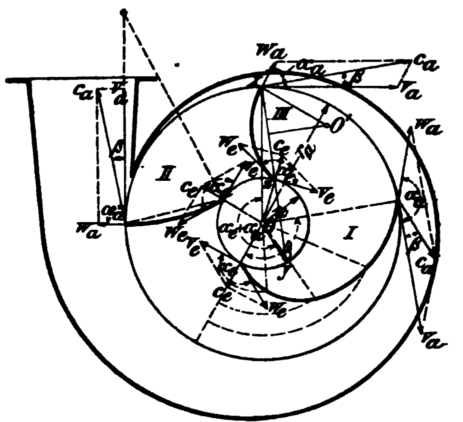



Fig. 516.

Die Radgeschwindigkeit am äußeren Umfange wird

$$v_a = \sqrt{\frac{2\,g\,(H + H_w) + v_d^2}{1 + \dfrac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 80$$

Die Geschwindigkeit $v_d$ ist gleich $v_s \sim 1{,}0$ bis 2,0 m/sek zu nehmen.

Um die gegebene Förderhöhe mit der kleinsten Umfangsgeschwindigkeit $v_a$ zu überwinden, muß in der vorstehenden Gleichung der Ausdruck $\sin(\alpha_a + \beta) : \sin(\alpha_a - \beta)$ möglichst groß sein.

Bei der vielfach benutzten zurückgekrümmten Schaufel (Form *I* in Fig. 516) ist $\alpha_a > 90°$; es wird sonach, da $\beta$ jedenfalls ein spitzer Winkel sein muß, dieser Ausdruck $< 1$. Bei der von Rittinger gewählten Schaufelkrümmung (Form *II* in Fig. 516) mit $\alpha_a = 90°$ ist der Ausdruck $= 1$ und bei der vorwärtsgekrümmten Schaufel (Form *III* in Fig. 516) $> 1$. Es empfiehlt sich daher, die letztere Form insbesondere für große Förderhöhen anzuwenden. Diesem Vorteil steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die Umdrehungszahl $n$ des Rades beim Angehen größer als für den regelrechten Betrieb sein muß.

Die Radgeschwindigkeit am inneren Umfange wird

$$v_e = v_a \frac{r_e}{r_a}.$$

Für die **Schaufelform** sind zunächst die Winkel $\alpha_e$ und $\alpha_a$ bestimmend; $\alpha_e$ ergibt sich aus

$$\operatorname{tg}(180 - \alpha_e) = \frac{c_e}{v_e};$$

$\alpha_a$ läßt sich auf Grund der vorstehend gegebenen Erwägungen annehmen.

Fink empfiehlt unter der Annahme, daß die tangentiale Komponente der Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch das Rad nach außen proportional dem Halbmesser wächst, als Schaufelform die archimedische Spirale (Form *I* in Fig. 516). Der Centriwinkel $\varphi$, innerhalb dessen die Schaufel liegt, wird für $r_a = 2\, r_e$ zu 160° angegeben; hierfür sind dann die Winkel $\alpha_e$ und $\alpha_a$ bestimmt. Will man jedoch $\alpha_e$ oder $\alpha_a$ annehmen und dann die Spirale in der angegebenen Weise zeichnen, so ist $\varphi$ aus der Gleichung

$$\varphi = \frac{r_a - r_e}{r_e} \frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_e)} = \frac{r_a - r_e}{r_a} \frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_a)}$$

zu ermitteln. Es ist hierbei zu beachten, daß nur $\alpha_e$ oder $\alpha_a$ für einen gegebenen Wert von $r_a : r_e$ angenommen werden kann.

Die von Rittinger angegebenen wie auch alle anderen Schaufeln mit etwas vorwärtsgekrümmter Form (*II* und *III* in Fig. 516) lassen sich zweckmäßig als Kreisbogen bilden, indem man Winkel

$$x\,O\,y = 360^0 - (\alpha_e + \alpha_a)$$

macht, $x\,y$ zieht, $x\,z$ halbiert und als Mittelpunkt des Kreisbogens den Schnitt $O'$ der Winkelrechten im Halbierungspunkte mit der in $x$ zu der Richtung von $w_a$ gezogenen Winkelrechten nimmt.

Für die minutliche Umdrehungszahl des Rades gilt

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{v_a}{r_a} = 9{,}55 \frac{v_a}{r_a};$$

$v_a$ ist in der erläuterten Weise zu berechnen; $n$ oder $r_a$ ist anzunehmen.

Der Arbeitsbedarf $E_e$ in mkg/sek ergibt sich zu

$$E_e = \gamma\, Q \left(H + H_w + \frac{v_a^2}{2\,g}\right) + E_w = \gamma\, Q \frac{v_a^2}{2\,g} \left[1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}\right] + E_w = \gamma \frac{Q\,H}{\eta};$$

hierin bedeutet noch $E_w$ die von der Zapfenreibung und dem Widerstand des kreisenden Rades in der Flüssigkeit herrührende Widerstandsarbeit, $\eta$ den Wirkungsgrad der Kreiselpumpe.

Nach Hartig kann $E_w \sim 1{,}2\, v_a^2$ (in mkg/sek) gesetzt werden.

Der Arbeitsbedarf $E_e$ wird am kleinsten für $\alpha_a = 90 + 0{,}5\,\beta$, also bei einer schwach zurückgekrümmten Schaufel.

Ebel empfiehlt, $\beta = 10^0$ und damit $\alpha_a = 95^0$ zu nehmen.

Der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe ergibt sich zu

$$\eta = \frac{\gamma\, Q\, H}{\gamma\, Q \frac{v_a^2}{2\,g} \left[1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}\right] + E_w};$$

für $\alpha_a = 90 + 0{,}5\,\beta$ erhält $\eta$ seinen **Höchstwert**, und es wird

$$\eta_{max} = \frac{\gamma\, Q\, H}{\gamma\, G\, \frac{v_a^2}{2\,g}(2 - 4\cos^2 \alpha_a) + E_w}.$$

**Ausgeführte Kreiselpumpen** gewöhnlicher Bauart haben einen Wirkungsgrad $\eta \gtrless 0{,}6$ ergeben.

**Rechnungsvorgang.** Für die Förderung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge $Q$ auf die Höhe $H$ mittels Schleuderpumpe werden zunächst $v_s$ und $v_d$ gewählt; hierdurch sind $d_s$ und $d_d$ bestimmt, und es können $h_s$ und $h_d$ berechnet werden. Es muß dann

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2\,g}\right) > 0$$

sein; ist dies nicht der Fall, so muß $H_s$ **kleiner** genommen werden. Hierauf sind die Winkel $\alpha_a$ und $\beta$ zu wählen, womit aus Gl. 80 der Wert für $v_a$ folgt.

Es wird dann $w_a$ und $c_a$ ermittelt, $r_a : r_e$ gewählt, $r_e$ aus $d_s$ bezw. $d_s'$ bestimmt, womit sich $r_a$, $v_e$, $\alpha_e$, $w_e$ und $n$ ergeben. Die Schaufelzahlen $\mathfrak{z}_e$ und $\mathfrak{z}_a$ werden gewählt, die Schaufelformen aufgezeichnet, die Dicke $e$ entsprechend dem Material genommen; dann kann $b_e$ und $b_a$ berechnet werden, und schließlich läßt sich aus den gefundenen Werten $E_e$ und $\eta$ ermitteln.

Das **Pumpengehäuse** wird selten mit besonderen Leitschaufeln versehen; gewöhnlich erhält der **Druckkanal**, d. h. derjenige Teil der Pumpe, welcher die aus dem Rade strömende Flüssigkeit aufnimmt und nach dem Druckrohr leitet, eine **Breite gleich der äußeren Radbreite** $b_a$ und **rechteckigen** Querschnitt. Eine passende Form des Kanals ergibt sich dann in der **Evolvente** desjenigen Kreises, welcher um den Radmittelpunkt mit $r_a \sin \beta$ beschrieben wird. Wird jedoch die Breite des Kanals **größer** als $b_a$ genommen, wie es häufig geschieht, so ist der Querschnitt an der weitesten Stelle als $\frac{Q}{c_a}$ zu berechnen, damit die Kanalhöhe zu ermitteln, und die Form dann so zu gestalten, daß diese Höhe gleichmäßig bis auf Null nach dem Radumfange zu abnimmt.

## b) Anordnungen der Kreiselpumpen.

Fig. 517 zeigt die Bauart der von **Bopp & Reuther** in Mannheim ausgeführten Kreiselpumpen. Das **seitlich geschlossene Rad** hat nach außen zu **abnehmende Breite** und sechs **schwach gekrümmte** Schaufeln. Das mit einem aufgeschraubten Deckel versehene Gehäuse ist mit wagerecht gerichtetem Saugstutzen und nach oben gerichtetem Druckstutzen versehen. Die Welle wird durch zwei innere und zwei äußere Lager gestützt; zwischen den letzteren, die als Ringschmierlager ausgebildet sind, ist die Riemenscheibe aufgekeilt. Die ganze Pumpe ist auf einer gußeisernen Grundplatte befestigt.

Einige **Hauptabmessungen**, sowie die **Leistungen** und **Umdrehungszahlen** der Pumpen bei verschiedenen Förderhöhen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

| Lichte Weite des Saug- und Druck-rohres | Durch-messer der Riemen-scheibe | Breite der Riemen-scheibe | Förder-menge in | Minutliche Umdrehungszahl bei einer Förderhöhe von (ausschließlich der Widerstände in den Leitungen) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | mm | mm | cbm/std | 2,5 m | 5 m | 10 m | 15 m |
| 40 | 100 | 65 | 9,0 | 740 | 940 | 1370 | 1550 |
| 50 | 110 | 80 | 14,5 | 620 | 800 | 1080 | 1310 |
| 65 | 130 | 90 | 24,0 | 540 | 700 | 940 | 1130 |
| 80 | 150 | 100 | 36,0 | 450 | 590 | 785 | 950 |
| 100 | 200 | 120 | 57,0 | 390 | 500 | 680 | 820 |
| 125 | 250 | 150 | 90,0 | 350 | 430 | 580 | 700 |
| 150 | 300 | 180 | 144 | 350 | 465 | 560 | 650 |
| 175 | 325 | 200 | 180 | 325 | 420 | 500 | 580 |
| 200 | 350 | 220 | 240 | 300 | 380 | 450 | 520 |
| 300 | 450 | 400 | 509 | 220 | 280 | 350 | 500 |
| 400 | 700 | 500 | 1020 | 160 | 220 | 300 | 400 |

Die Fig. 518 ersichtliche, mit dem Lagerbock für die Radwelle auf einer gemeinsamen Grundplatte befestigte Kreiselpumpe von H. Andersen

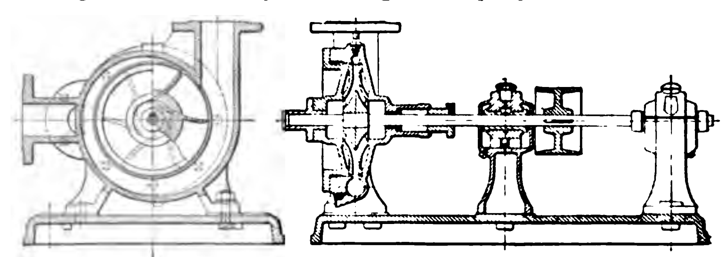


Fig. 517

in Leipzig-Gohlis ist in gleicher Weise wie die vorbesprochene Pumpe mit einem seitlich eingesetzten Deckel, einem wagerecht gerichteten

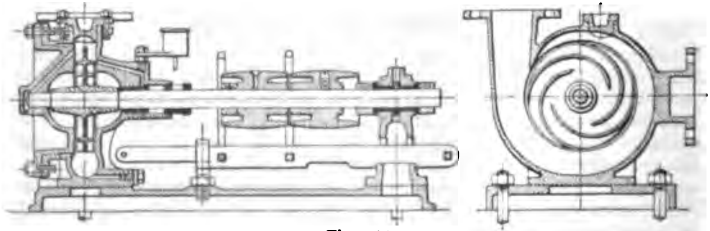


Fig. 518.

Saugstutzen und einem nach oben gerichteten Druckstutzen versehen. Die Welle führt sich in einer Bohrung des Gehäusedeckels, sowie in einem

Stopfbüchsenlager; ferner ist ein langes Außenlager angeordnet. Die beiden inneren Lager haben Wasserschmierung mittels angegossener, vom Druckraume des Gehäuses ausgehender Kanäle, wodurch gleichzeitig ein Eintreten von Luft in die Saugräume verhindert wird.

Zur Führung des die Fest- bezw. Losscheibe der Welle antreibenden Riemens dient ein mittels Handgriffes verstellbarer Ausrücker. Das seitlich offene Rad hat gleichbleibende Breite und vier spiralförmig gekrümmte Schaufeln.

Eine Kreiselpumpe, bei der das Gehäuse aus zwei miteinander verschraubten Teilen besteht, ist in Fig. 519 dargestellt. Das beiderseits durch angegossene Ringscheiben abgeschlossene Rad hat vier gerade Schaufeln. Die zugehörige Welle ruht in zwei inneren Stopfbüchsenlagern mit Wasserschmierung, von denen das rechtsliegende gleichzeitig als stellbares Drucklager ausgebildet ist. Das außerhalb

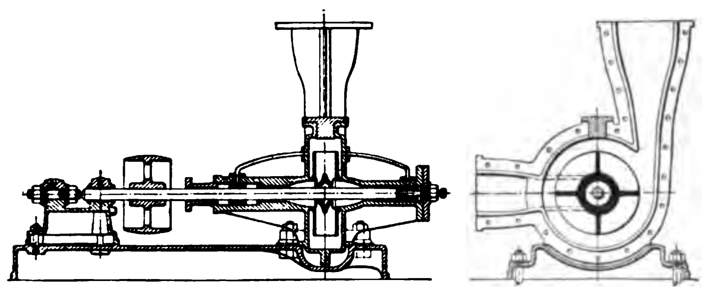


Fig. 519.

der Pumpe angeordnete Lager gestattet ebenfalls eine achsiale Verstellung der Radwelle. Ein Übelstand dieser Pumpenkonstruktion liegt darin, daß das Öffnen des Gehäuses und damit die Zugänglichkeit zu dem Schaufelrade erst nach Abheben des ersteren von der Grundplatte möglich wird.

Über die Abmessungen, Leistungen und den Kraftbedarf der von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Niederdruck-Kreiselpumpen geben die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Werte Aufschluß.

Es bezeichnet in diesen Tabellen

$Q$ die zu hebende Wassermenge in cbm/sek,
$H$ die manometrische Förderhöhe in m.
$H_w$ die den Reibungswiderständen entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,
$n$ die minutliche Umdrehungszahl,
$N$ den Kraftbedarf in PS,
$D$ den Durchmesser des Schaufelrades in mm,
$d$ den Durchmesser der fliegend angeordneten Antriebscheibe in mm,
$d_1$ den Durchmesser der Saug- und Druckleitung in mm.

Die in den Tabellen angegebenen Wassermengen und Förderhöhen zeigen mittlere Leistungen der betreffenden Pumpengrößen. Durch Änderung der Umdrehungszahlen können sowohl die Wassermengen

## Niederdruck-Kreiselpumpen von Gebr. Sulzer in Winterthur.

| $n$ | Nr. I. $D=150$, $d=120$, $d_1=80$ | | | Nr. II. $D=210$, $d=170$, $d_1=100$ | | | Nr. III. $D=270$, $d=220$, $d_1=125$ | | | Nr. IV. $D=330$, $d=270$, $d_1=150$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | |
| 2700 | 20 | 0,010 | 5 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 2700 |
| 2000 | 10,5 | 0,010 | 2,5 | 21 | 0,018 | 9 | . | . | . | . | . | . | 2000 |
| 1500 | 6 | 0,008 | 1,25 | 11,5 | 0,016 | 4,6 | 18 | 0,027 | 11,5 | . | . | . | 1500 |
| 1300 | . | . | . | 8 | 0,014 | 2,75 | 13,5 | 0,023 | 7,5 | 21 | 0,040 | 21,5 | 1300 |
| 1000 | . | . | . | 4,5 | 0,012 | 1,5 | 7 | 0,021 | 3,5 | 13 | 0,035 | 11 | 1000 |
| 800 | . | . | . | . | . | . | 4,5 | 0,018 | 2 | 8 | 0,030 | 6 | 800 |
| 700 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 6 | 0,025 | 3,5 | 700 |

| $n$ | Nr. V. $D=450$, $d=450$, $d_1=225$ | | | Nr. VI. $D=620$, $d=600$, $d_1=300$ | | | Nr. VII. $D=800$, $d=1000$, $d_1=400$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | |
| 850 | 18 | 0,086 | 38,5 | . | . | . | . | . | . | 850 |
| 700 | 12 | 0,076 | 23 | 21 | 0,140 | 69 | . | . | . | 700 |
| 600 | 9 | 0,066 | 15,5 | 15 | 0,125 | 45 | . | . | . | 600 |
| 500 | 6,5 | 0,056 | 9 | 10 | 0,110 | 27 | 20 | 0,240 | 115 | 500 |
| 400 | 4 | 0,046 | 4,5 | 6 | 0,095 | 14 | 12 | 0,200 | 58 | 400 |
| 300 | . | . | . | 3 | 0,080 | 6 | 6 | 0,180 | 26 | 300 |

| $n$ | Nr. VIII. $D=1000$, $d_1=\frac{550}{2\times 400}$ [1] | | | $n$ | Nr. IX. $D=1350$, $d_1=\frac{800}{2\times 550}$ [1] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ | | $H+H_{tr}$ | $Q$ | $N$ |
| 420 | 20 | 0,430 | 210 | 300 | 19 | 0,850 | 370 |
| 360 | 15 | 0,370 | 130 | 240 | 11 | 0,730 | 192 |
| 300 | 10 | 0,310 | 76 | 210 | 8 | 0,650 | 114 |
| 240 | 6 | 0,280 | 41 | 170 | 6 | 0,530 | 70 |

[1] Zwei Saugöffnungen.

wie die Förderhöhen nach oben und unten geändert werden, bei entsprechender Erhöhung oder Verminderung des erforderlichen Kraftbedarfes.

Die Förderungen entsprechen einer Geschwindigkeit des Wassers von ungefähr 1,8 m/sek in den Leitungsröhren, sofern die letzteren gleiche lichte Weite haben wie die Mündungen der Pumpe, was gewöhnlich der Fall ist. Bei langen Leitungen empfiehlt es sich, zur Verminderung des Reibungswiderstandes, die lichte Weite derselben zu vergrößern.

Bei den von Gebr. Sulzer gebauten Hochdruck-Kreiselpumpen sind die Laufräder zur Erhöhung des Nutzeffektes mit be-

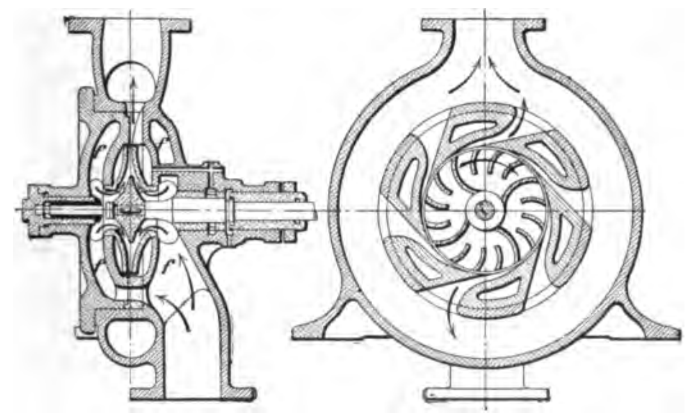


Fig. 520.

sonderen Leiträdern umgeben. Für sehr hohe Pressungen erhalten solche Pumpen mehrere nebeneinander auf gemeinschaftlicher Welle sitzende Laufräder. Die Flüssigkeit wird im ersten Laufrade auf die der Umlaufzahl entsprechende Pressung gebracht, tritt dann in das zweite Laufrad ein und verläßt dessen Leitrad mit der doppelten Pressung; vom zweiten Rade geht sie in gleicher Weise durch die folgenden Lauf- und Leiträder, so daß die Endpressung oder Gesamtförderhöhe das $n$fache der Förderhöhe des einfachen Laufrades wird, wenn $n$ die Zahl der Laufräder bedeutet.

Fig. 520 zeigt eine Hochdruck-Kreiselpumpe von Gebrüder Sulzer mit einem einfachen Laufrade, das von einem im Deckel befestigten Leitrade umgeben ist. Sowohl im Deckel wie im Gehäuse befinden sich konzentrische Saugräume $f$, welche durch Öffnungen im Leitrade miteinander in Verbindung stehen, um symmetrischen Eintritt der Flüssigkeit in die Laufradflügel zu ermöglichen. Das Leitrad hat spiralförmig erweiterte Kanäle, die den Austritt der Flüssigkeit aus dem Laufrade in den konzentrischen Druckraum des Gehäuses gestatten. Diese Leitkanäle sind auf der dem Deckel zugekehrten Seite offen, so daß ihr seitlicher Abschluß durch den letzteren selbst erfolgt. Die

innere Wand des rohrförmigen Druckraumes des Pumpengehäuses ist an den Stellen der Leitkanäle durchbrochen, um dem Wasser freien Durchgang zu gestatten. Die Welle ruht auf der Pumpendeckelseite in einem geschlossenen, auf der Antriebseite in einem offenen Lager, welches letztere durch Wasserabschluß gegen Lufteintritt geschützt ist.

Bei der in Fig. 521 dargestellten mehrfach gekuppelten Kreiselpumpe besteht das Pumpengehäuse aus vier ringförmigen Druckräumen. Auf die Welle sind vier Laufräder aufgekeilt, die paarweise so angeordnet sind, daß sich die seitlichen Druckkräfte stets aufheben. Je zwei Laufräder sind koncentrisch je von einem Leitrade umgeben, in dem sich die spiralförmig begrenzten Leitkanäle und die Durchflußöffnungen für das Druckwasser der vorhergehenden Pumpen befinden. Die Welle ist in derselben Weise wie bei der einfachen Pumpe gelagert (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1448).

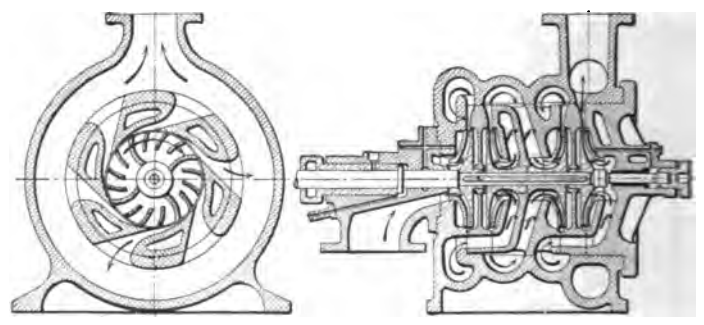


Fig. 521.

Die Hochdruck-Kreiselpumpen arbeiten nach dem Vorstehenden wie umgekehrte Reaktionsturbinen und erreichen auch deren höheren Wirkungsgrad von ∼0,75 und zwar in gewissen Grenzen um so mehr, je größer die zu hebende Wassermenge ist.

Die bisherigen Ausführungen erreichen eine Förderhöhe von 220 m mit einer und eine solche von 500 m mit mehreren Pumpen.

# III. Gebläse und Kompressoren.

## A. Gebläse[1]).

### a) Schleudergebläse (Centrifugal-Ventilatoren).

Bezeichnet in Fig. 522 für den Punkt $A$ am inneren Flügelrade

$v_e$ die Radgeschwindigkeit in m/sek,

$c_e$ die absolute Eintrittgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,

$w_e$ die relative Eintrittgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,

[1]) Vergl. J. v. Hauer: „Die Wettermaschinen“, 2. Auflage, Leipzig 1889.

für den Punkt $B$ am äußeren Flügelrade
$v_a$ die Radgeschwindigkeit in m/sek,
$c_a$ die absolute Austrittgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,
$w_a$ die relative Austrittgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,

ferner
$r_e$ und $r_a$ den inneren und äußeren Halbmesser des Flügelrades in m,
$b_e$ und $b_a$ die innere und äußere Rad- bezw. Schaufelbreite in m,
$h$ den zu erzeugenden Pressungsunterschied in mm W.-S., also in kg/qm, gleichviel ob Überdruck oder Unterdruck erzeugt wird,
$v$ das spezifische Volumen mittelfeuchter Luft in cbm/kg (für Luft mittlerer Dichtigkeit $v = 0,8$ cbm/kg),
$\gamma$ das Gewicht der geförderten Luft in kg/cbm,
$g$ die Beschleunigung durch die Schwere $= 9,81$ m/sek²,

so ist die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades

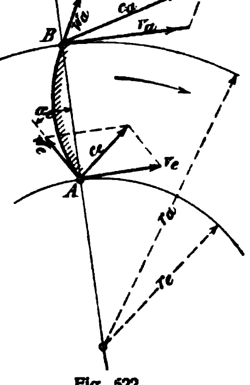


Fig. 522.

$$v_a = f\sqrt{g\,h\,v} = 2,8\,f\sqrt{h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 81$$

Der Koeffizient $f$ ist bei größeren Ventilatoren guter Ausführung $= 1,2$ bis $1,4$, bei kleineren Ventilatoren $= 1,4$ bis $1,7$ zu nehmen.

Diese Formel reicht aus, wenn der Winkel $\alpha_a$ (Fig. 522), den das letzte Flügelteilchen mit dem Halbmesser bildet, nur klein ist. Ist der Winkel $\alpha_a$ bedeutend — nach den vorliegenden Erfahrungen soll $\alpha_a$ nicht größer als $60^0$ gewählt werden, gewöhnlich $\alpha_a = 45^0$ —, so empfiehlt sich die Benutzung folgender Formel:

$$v_a = f\left[\frac{r_e}{r_a}\frac{b_e}{b_a}c_e\frac{\operatorname{tg}\alpha_a}{2} + \sqrt{\left(\frac{r_e}{r_a}\frac{b_e}{b_a}c_e\operatorname{tg}\frac{\alpha_a}{2}\right)^2 + g\,h\,v}\,\right],$$

oder für mittlere Verhältnisse

$$v_a = f\left[4\operatorname{tg}\alpha_a + \sqrt{(4\operatorname{tg}\alpha_a)^2 + 7,85\,h}\right].$$

$\alpha_a$ ist hierin für rückwärts gekrümmte Schaufeln positiv, dagegen für vorwärts gekrümmte Schaufeln negativ einzusetzen. Für radial auslaufende Schaufeln ist $\alpha_a = 0$, und es geht dann der vorstehende Ausdruck für $v_a$ in Gl. 81 über.

Die Geschwindigkeit $c_0$, mit der die Luft in das Gehäuse tritt, wird in der Regel $= 8$ bis $10$ m/sek gesetzt.

Bezeichnet $Q$ die zu liefernde Windmenge in cbm/sek, so ergibt sich der Halbmesser $r_s$ der Saugöffnung aus

$Q = r_s^2\,\pi\,c_0$ bei einseitigem Luftzutritte (saugende Ventilatoren),
$0,5\,Q = r_s^2\,\pi\,c_0$ „ zweiseitigem „ (blasende „ ).

Der äußere und innere Halbmesser des Flügelrades kann

$$r_a = 2\,r_s \text{ bis } 3\,r_s \text{ bezw. } r_e = r_s \text{ bis } 1{,}5\,r_s$$

genommen werden; damit ergibt sich die minutliche Umdrehungszahl

$$n = \frac{30\,v_a}{r_a\,\pi} = 9{,}55\,\frac{v_a}{r_a}.$$

Ist die Umdrehungszahl gegeben, so folgt für den äußeren Halbmesser des Flügelrades

$$r_a = \frac{30\,v_a}{\pi\,n}.$$

Die Schaufelbreite läßt man bei Ventilatoren für große Pressungen zweckmäßig nach außen abnehmen und nimmt vielfach

$$b_a = b_e\,\frac{r_e}{r_a}.$$

Absatzweise wirkende Ventilatoren werden dagegen immer mit unveränderlicher Schaufelbreite ausgeführt; diese ist dabei zu wählen

$$b = b_a = b_e = 0{,}5\,r_a \text{ bis } 0{,}66\,r_a,$$

und die Weite der Schützenöffnung

$$s = \frac{2\,Q}{b\,v_2\,i},$$

worin $i$ die Zahl der Öffnungen bezeichnet. In der Regel ist $i = 1$.

Die Schaufelzahl soll nach Rittinger $z = 30\,r_a$ betragen; diese Formel gibt jedoch für große Ventilatoren eine zu große Schaufelzahl. Häufig führt man nur die Hälfte der Schaufeln ganz aus, während die andere Hälfte aus kurzen Schaufelstücken besteht.

Absatzweise wirkende Ventilatoren erhalten je etwa 8—15 Schaufeln.

Eine bestimmte Schaufelform läßt sich als die zweckmäßigste nicht bezeichnen. Es kommen Schaufeln mit geraden und mit gekrümmten Flügeln in Anwendung; letztere sind nur am inneren Umfange gekrümmt, sonst radial, oder nach rückwärts oder nach vorwärts gekrümmt oder aber aus zwei oder mehreren, verschieden gekrümmten Bogen zusammengesetzt.

Damit die Luft stoßfrei in das Rad eintreten kann, muß

$$\operatorname{tg} \alpha_e = 0{,}104\,\frac{n\,r_e}{c_e}$$

sein, worin $\alpha_e$ den Winkel bezeichnet, den das innerste Schaufelteilchen mit dem Halbmesser bildet. Es kann $\alpha_e$ zwischen 30° und 60° gewählt werden.

Die erforderliche Betriebsarbeit in PS beträgt

$$N = \frac{Q\,h}{75\,\eta}.$$

Der Wirkungsgrad $\eta$ schwankt bei großen Ventilatoren zwischen 0,4 und 0,7; für kleinere Ventilatoren kann $\eta = 0{,}3$ bis 0,5 angenommen werden.

Die Flügelräder sind zumeist von einem Gehäuse umgeben, welches entweder die ersteren dicht umschließt oder mit einem ringförmigen, sich erweiternden Raume, dem Verteiler oder Diffusor, versehen ist, in dem die Geschwindigkeit der Luft nach der Ausflußöffnung hin allmählich abnimmt und dementsprechend der Pressungsunterschied $h$ d. h. der Über- oder Unterdruck bei blasenden bezw. saugenden Ventilatoren erhöht wird.

Mit Rücksicht auf die erzeugte Spannung der Luft werden die Schleudergebläse eingeteilt in gewöhnliche oder Niederdruck- und in Hochdruck-Schleudergebläse.

Aus der folgenden Tabelle sind Abmessungen, Gewichte u. s. w. der von G. Schiele & Co. in Bockenheim gebauten Hochdruck-Schleudergebläse zu entnehmen.

| Flügelrad-Durchmesser $D$ | Zum Schmieden bei Windpressungen von 120 bis 160 mm W.-S. | | | Zum Schmelzen in Kupolöfen bei Windpressungen von 280 bis 320 mm W.-S. | | | Riemenscheiben | | Durchmesser der Ausblasöffnung | Gewicht |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Anzahl der Feuer mit 30 mm Düse | $n_{max}$ | Betriebsleistung | Schmelzarbeit | $n_{max}$ | Betriebsleistung | Durchmesser | Breite | | |
| mm | | | PS | t/st | | PS | mm | mm | mm | kg |
| 300 | 1 bis 3 | 3500 | 0,25 | . | . | . | 70 | 50 | 90 | 60 |
| 350 | 3 „ 6 | 3350 | 0,75 | 0,50 bis 0,75 | 4750 | 1,8 | 80 | 60 | 105 | 75 |
| 400 | 6 „ 10 | 3050 | 1,35 | 0,75 „ 1,25 | 4000 | 2,9 | 100 | 70 | 120 | 115 |
| 475 | 10 „ 15 | 2350 | 2,20 | 1,25 „ 2,00 | 3250 | 4,5 | 120 | 80 | 150 | 170 |
| 600 | 15 „ 20 | 1800 | 3,20 | 2,00 „ 3,00 | 2500 | 6,5 | 150 | 90 | 200 | 320 |
| 675 | 20 „ 25 | 1600 | 3,50 | 3,00 „ 3,25 | 2250 | 7,0 | 150 | 100 | 225 | 400 |
| 750 | 25 „ 35 | 1450 | 4,25 | 3,25 „ 4,00 | 2000 | 8,5 | 200 | 100 | 250 | 500 |
| 850 | 35 „ 45 | 1300 | 5,25 | 4,00 „ 5,00 | 1775 | 10,0 | 225 | 125 | 290 | 625 |
| 950 | 45 „ 55 | 1100 | 6,50 | 5,00 „ 6,75 | 1550 | 12,0 | 250 | 150 | 320 | 800 |
| 1075 | 55 „ 80 | 975 | 7,75 | 6,75 „ 8,00 | 1375 | 13,5 | 275 | 160 | 370 | 1100 |
| 1200 | 80 „ 100 | 850 | 9,00 | 8,00 „ 10,00 | 1200 | 15,5 | 300 | 180 | 400 | 1600 |
| 1350 | 100 „ 120 | 775 | 10,50 | 10,00 „ 12,25 | 1015 | 17,5 | 325 | 200 | 460 | 1850 |
| 1500 | 120 „ 150 | 675 | 12,00 | 12,25 „ 17,50 | 950 | 20,0 | 350 | 200 | 500 | 2200 |

Die weiteren Tabellen enthalten Angaben über die von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Schleudergebläse.

Es bezeichnet

$D$ den Flügelrad-Durchmesser in mm,
$d$ den Durchmesser der Antrieb-Riemenscheibe in mm,
$d_1$ „ „ „ Mündung in mm,
$h$ die Luftpressung in mm W.-S.,
$Q$ „ Luftmenge in cbm/sek,
$N$ „ Betriebsleistung in PS,
$n$ „ minutliche Umdrehungszahl.

Gewöhnliche Schleudergebläse.

| $n$ | $D = 600$, $d = 180$ | | | $D = 750$, $d = 220$ | | | $D = 900$, $d = 260$ | | | $D = 1050$, $d = 290$ | | | $D = 1200$, $d = 320$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | |
| 1400 | 72 | 2,3 | 4,5 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 1400 |
| 1200 | 38 | 2,0 | 2,5 | 92 | 3,0 | 6,5 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 1200 |
| 1000 | 32 | 1,5 | 1,75 | 65 | 2,4 | 4,0 | 75 | 5 | 9 | · | · | · | · | · | · | 1000 |
| 900 | 30 | 1,3 | 1,5 | 56 | 2,0 | 3,0 | 60 | 4,5 | 7 | 84 | 7,1 | 13,5 | 114 | 10 | 25 | 900 |
| 800 | · | · | · | 48 | 1,6 | 2,5 | 48 | 4 | 5 | 63 | 6,5 | 10 | 96 | 8,8 | 18,5 | 800 |
| 700 | · | · | · | 37 | 1,4 | 2 | 37 | 3,5 | 3,5 | 54 | 5,3 | 7 | 75 | 7,6 | 12,5 | 700 |
| 600 | · | · | · | · | · | · | 27 | 3 | 2,5 | 37 | 4,7 | 4,5 | 56 | 6,4 | 8,5 | 600 |
| 500 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 31 | 3,5 | 3 | 37 | 5,6 | 5,0 | 500 |
| 400 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 29 | 2 | 2 | 27 | 4 | 3 | 400 |

Hochdruck-Schleudergebläse.

| $n$ | $D = 350$, $d = 60$, $d_1 = 75$ | | | $D = 450$, $d = 100$, $d_1 = 105$ | | | $D = 600$, $d = 150$, $d_1 = 175$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | |
| 3000 | 77 | 0,2 | 0,45 | 185 | 0,4 | 2,00 | · | · | · | 3000 |
| 2400 | 57 | 0,15 | 0,25 | 131 | 0,3 | 1,00 | 193 | 0,8 | 4,0 | 2400 |
| 2000 | 52 | 0,10 | 0,15 | 109 | 0,2 | 0,55 | 123 | 0,7 | 2,3 | 2000 |
| 1700 | · | · | · | 70 | 0,2 | 0,35 | 87 | 0,6 | 1,35 | 1700 |
| 1400 | · | · | · | · | · | · | 58 | 0,5 | 0,80 | 1400 |

| $n$ | $D = 750$, $d = 190$, $d_1 = 225$ | | | $D = 900$, $d = 250$, $d_1 = 285$ | | | $D = 1050$, $d = 270$, $d_1 = 345$, | | | $D = 1200$, $d = 350$, $d_1 = 390$ | | | $D = 1350$, $d = 400$, $d_1 = 2 \times 360$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | |
| 2200 | 254 | 1,4 | 9 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 2200 |
| 2000 | 230 | 1,2 | 6,75 | 345 | 2 | 17,0 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 2000 |
| 1700 | 170 | 1,00 | 4,00 | 230 | 1,8 | 10,0 | 350 | 2,6 | 21,0 | · | · | · | · | · | · | 1700 |
| 1550 | 163 | 0,80 | 3,00 | 200 | 1,6 | 8,0 | 287 | 2,4 | 16,0 | 460 | 2,8 | 30 | 644 | 3,5 | 50 | 1550 |
| 1200 | 101 | 0,60 | 1,50 | 85 | 1,4 | 3,25 | 129 | 2,2 | 7,5 | 307 | 2,5 | 18 | 357 | 3,0 | 25 | 1200 |
| 1100 | · | · | · | · | · | · | , | · | · | 200 | 2,3 | 11 | 353 | 2,7 | 19 | 1100 |
| 1000 | · | · | · | · | · | · | · | · | · | 175 | 2,0 | 8,5 | 253 | 2,4 | 15 | 1000 |

## b) Schraubenradgebläse (Schraubenventilatoren).

Die Schraubenradgebläse sind zur Förderung größerer Luftmengen bei nur geringer Pressung derselben geeignet und finden

hauptsächlich zu Lüftungszwecken für Gebäude u. s. w. Verwendung, wobei dieselben je nach der Umdrehungsrichtung des Flügelrades entweder saugend oder blasend wirken können.

Die an schräg gestellten Armen einer mit der Treibwelle verbundenen Nabe oder dergl. befestigten Flügel sind entweder gerade oder nach Art der Schiffsschraube gekrümmt.

Der äußere Durchmesser des Flügelrades ergibt sich aus

$$D = 1{,}3 \sqrt{\frac{Q}{c_0}},$$

worin $Q$ die geförderte Luftmenge in cbm/sek, $c_0$ die Eintrittgeschwindigkeit der Luft ($c_0 = 8$ bis 10 m/sek) bedeutet.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades beträgt

$$v_a = 2{,}8\, f \sqrt{h},$$

worin für gerade Schaufeln $f = 2{,}8$ bis 3,5,
" gekrümmte " $f = 2{,}2$ " 2,9

zu setzen ist.

Der Wirkungsgrad schwankt zwischen 0,2 und 0,3.

Schraubenradgebläse
von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt a. M.[1])
Windpressungen $h = 2$ bis 6 mm W.-S.

| $D$ | $n$ | 60 $Q$ | $N$ | Riemenscheiben | | Gewicht annähernd |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Durchmesser | Breite | |
| mm | | cbm/min | in PS | in mm | | in kg |
| 200 | 1750—2500 | 10—12 | 0,02—0,05 | 60 | 50 | 12 |
| 250 | 1400—2300 | 15—25 | 0,03—0,11 | 60 | 50 | 20 |
| 300 | 1150—2000 | 23—40 | 0,06—0,2 | 80 | 60 | 27 |
| 400 | 870—1500 | 35—65 | 0,1—0,3 | 100 | 60 | 40 |
| 500 | 700—1200 | 60—105 | 0,2—0,5 | 125 | 60 | 80 |
| 650 | 520—900 | 110—190 | 0,3—0,9 | 160 | 80 | 130 |
| 800 | 460—800 | 160—280 | 0,5—1,5 | 200 | 100 | 190 |
| 1000 | 350—600 | 260—450 | 0,7—2,2 | 250 | 125 | 300 |
| 1200 | 290—500 | 372—650 | 0,9—3 | 300 | 121 | 425 |
| 1500 | 230—400 | 570—1000 | 1,2—4 | 400 | 150 | 770 |
| 1750 | 200—350 | 800—1400 | 1,6—5,5 | 500 | 150 | 985 |
| 2000 | 175—300 | 1000—1800 | 2—7 | 550 | 150 | 1200 |
| 2250 | 150—260 | 1800—2325 | 3—9,1 | 650 | 150 | 1550 |
| 2500 | 135—230 | 1600—2850 | 3,5—11,5 | 700 | 160 | 1940 |
| 3000 | 115—200 | 2300—4150 | 5—17 | 850 | 200 | 2730 |

Der Steigungswinkel der Schraube der Schieleschen Gebläse beträgt 35 Grad. Die hier geraden Flügel sind nach dem äußeren Umfange hin verbreitert und füllen das Gehäuse vollkommen aus.

---

[1]) Im wesentlichen ebenso wie das Schielesche Schraubenradgebläse sind die Ventilatoren von Beck & Henckel in Cassel, J. C. Kämpf in Frankfurt a. M. und anderer Firmen ausgeführt.

Schraubenradgebläse
von Gebr. Sulzer in Winterthur.

$D$ = Flügelrad-Durchmesser in mm, $d$ = Durchmesser der Riemenscheibe in mm, $Q$ = Luftmenge in cbm/sek.

| $n$ | $D = 300$, $d = 60$ | | | $D = 400$, $d = 80$ | | | $D = 600$, $d = 120$ | | | $D = 800$, $d = 160$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | |
| 2500 | 8 | 0,46 | 0,60 | 20 | 0,64 | 2,0 | . | . | . | . | . | . | 2500 |
| 2200 | 6 | 0,44 | 0,40 | 15 | 0,61 | 1,5 | . | . | . | . | . | . | 2200 |
| 1800 | 4 | 0,39 | 0,20 | 10 | 0,54 | 0,75 | . | . | . | . | . | . | 1800 |
| 1600 | . | . | . | 5 | 0,72 | 0,50 | 25 | 1,50 | 3,50 | . | . | . | 1600 |
| 1400 | . | . | . | . | . | . | 20 | 1,20 | 2,5 | . | . | . | 1400 |
| 1200 | . | . | . | . | . | . | 15 | 1,00 | 1,5 | 25 | 2,8 | 6,5 | 1200 |
| 1000 | . | . | . | . | . | . | 10 | 1 | 1 | 20 | 2,15 | 4 | 1000 |
| 800 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 15 | 1,55 | 2 | 800 |
| 700 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 10 | 1,65 | 1,5 | 700 |
| 600 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 5 | 2,00 | 1,0 | 600 |

| $n$ | $D = 1000$, $d = 200$ | | | $D = 1200$, $d = 240$ | | | $D = 1500$, $d = 300$ | | | $D = 2000$, $d = 400$ | | | $n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | $h$ | $Q$ | $N$ | |
| 600 | 25 | 5,3 | 6,75 | 25 | 9,5 | 13,5 | 25 | 9 | 16 | . | . | . | 600 |
| 500 | 20 | 4,8 | 4,5 | 20 | 8,5 | 10 | 10 | 7,0 | 9,5 | . | . | . | 500 |
| 400 | 15 | 4,3 | 3 | 15 | 8,0 | 6,5 | 15 | 5,5 | 5 | 20 | 11,5 | 21 | 400 |
| 300 | 10 | 4,0 | 2 | 10 | 7,5 | 4 | 10 | 3,5 | 2,5 | 15 | 6,5 | 10,5 | 300 |
| 200 | 5 | 4,0 | 1 | 5 | 8 | 2.5 | 5 | 2,5 | 0,75 | 10 | 2 | 4 | 200 |
| 150 | . | . | . | . | . | . | . | . | . | 5 | 2,5 | 2 | 150 |

## c) Kapselgebläse.

Die Kapselgebläse finden zur Beschaffung der Verbrennungsluft für Schmiedefeuer, Schmelz- und Kupolöfen sowie zur Grubenlüftung Anwendung.

Als wichtigster Vertreter dieser Art von Gebläsen ist dasjenige von Root (Roots-Blower) zu bezeichnen. Dasselbe besteht aus zwei in einem Gehäuse eingeschlossenen eisernen Flügeln der in Fig. 523 ersichtlichen Gestalt; dieselben sind auf zwei neben- oder übereinanderliegenden Wellen befestigt, die sich in entgegengesetzter Richtung drehen, was durch gleich große, außerhalb des Gehäuses liegende Zahnräder bewirkt wird.

Um eine einfache Form für die Flügel zu erhalten, nimmt man die große Achse $a\,a_1$ (Fig. 523) derselben 7mal so groß als die kleine Achse $b\,b_1$, zieht durch den Schnittpunkt $o$ beider Achsen, unter 45° geneigt, die Linien $c_1 c_3$ und $c_2 c_4$ und macht $o\,c_1 = o\,c_2 = o\,c_3 = o\,c_4 = \frac{o\,a + o\,b}{2}$.

Man erhält dann in $a$, $a_1$, $b$, $b_1$, $c_1$, $c_2$, $c_3$ und $c_4$ Punkte der äußeren Flügelform, die in der in Fig. 523 ersichtlichen Weise zu verbinden sind.

Gestattet die Größe des Gebläses das Achsenverhältnis 1 : 7 nicht, so sind nur die konkaven Bogen nach obiger Regel aufzuzeichnen, während die konvexen Bogen durch Abwälzen beider Flügel mit gleicher Winkelgeschwindigkeit erhalten werden. Zum Zwecke besserer Abdichtung, leichterer Bearbeitung der Flügeloberfläche und zur Verringerung des Geräusches werden die Flügel zuweilen mit einer Holzbekleidung versehen.

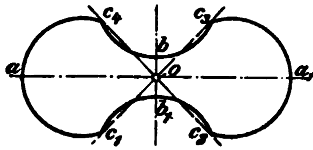



Fig. 523.

Die geförderte Windmenge ist annähernd

$$Q = \lambda \frac{n b}{30} (0{,}785\, D^2 - f) \text{ cbm/sek},$$

wenn $n$ die Anzahl der minutlichen Umdrehungen, $D$ den größten Durchmesser und $b$ die Breite (achsiale) der Flügel in m, ferner $f$ den Querschnitt derselben in qm und $\lambda$ den Lieferungsgrad des Gebläses bezeichnet [1]).

Wird die Luftpressung $h$ in $m$ Wassersäule ausgedrückt, so kann, nach den von Hartig angestellten Versuchen, für den Lieferungsgrad

$$\lambda = 0{,}00288\, n - 0{,}646\, h^2$$

angenommen werden.

Bei den Root-Gebläsen von Mohr & Federhaff (s. Tabelle uf S. 574) schwankt $\lambda$ zwischen 0,57 und 0,70 und beträgt im Mittel 0,62.

Der mechanische Wirkungsgrad kann (nach Ledebur) für Pressungen bis zu 400 mm W.-S. im Mittel

$$\eta = 0{,}45$$

gesetzt werden.

Höhere Drücke erzielt man durch Kapselgebläse mit Flächendichtung.

Die hierhergehörigen Präzisions-Gebläse von Enke gestatten ohne erhebliche Verluste 750 mm W.-S. bei einfacher, bis 3000 mm W.-S. bei dreifacher Flächendichtung.

Bei den Hochdruckgebläsen von Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz sind die Innenkörper derartig gestaltet und in das Gehäuse eingepaßt, daß keine schädlichen Reibungen entstehen können. Sie ergeben nach Angabe der Erbauerin bei

3000 mm W.-S. noch einen Wirkungsgrad von über 90 %,
5000 „ „ „ „ „ „ „ 75 bis 80 %.

Die Krigarschen Schraubengebläse gehören zu den besten Gebläsen für Kupolofen- und Schmiedefeuer-Betrieb. Sie haben schraubenförmig gestaltete Flügel, wodurch die zwischen ihnen und dem Gehäuse befindliche Luft in achsialer Richtung verdrängt wird, sonach dem letzteren stets unter denselben Druckverhältnissen entströmt.

---

[1]) Vergl. A. v. Ihering: „Die Gebläse“, 2. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Root-Gebläse
von Mohr & Federhaff in Mannheim.
Windpressung $h = 300$ bis 400 mm W.-S.

| $n$ | $60\,Q$ | Für Kupolofen-Betrieb | | Für Schmiede-feuer-Betrieb | | | Durchmesser der | | Riemenscheiben | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Schmelzleistung | Innere Weite der Kupolöfen | Anzahl der Düsen von 25 | 30 | 35 | Ausströmung | Rohrflansche | Durchmesser | Breite |
| | cbm/min | t/std | m | mm Weite | | | mm | mm | mm | mm |
| 300 | 0,5 | · | · | 1 zu 20 mm | | | 45 | · | 85 | 45 |
| 300 | 0,91 | · | · | 1 | · | · | 55 | · | 100 | 45 |
| 300 | 1,83 | · | · | 1 | 1 | · | 70 | · | 115 | 45 |
| 300 | 2,25 | · | · | 2 | 1 | 1 | 70 | · | 155 | 55 |
| 300 | 4,65 | · | · | 4 | 3 | 2 | 80 | · | 155 | 55 |
| 300 | 9,50 | · | · | 8 | 6 | 4 | 135 | 250 | 245 | 90 |
| 300 | 19,25 | 1—1,25 | 0,5—0,6 | 16 | 11 | 7 | 200 | 320 | 300 | 110 |
| 300 | 29,40 | 1,5—2 | 0,6—0,7 | 24 | 17 | 12 | 240 | 350 | 400 | 90 |
| 300 | 44,00 | 2,5—3,0 | 0,7—0,9 | 36 | 26 | 18 | 300 | 460 | 400 | 110 |
| 300 | 60,00 | 3,65—4 | 0,9—1,1 | 51 | 36 | 26 | 350 | 520 | 550 | 120 |
| 250 | 95,00 | 14,75—5,75 | 1,2—1,4 | 76 | 56 | 38 | 425 | 600 | 730 | 170 |
| 250 | 125,00 | 6,5—7,5 | 1,4—1,7 | 100 | 73 | 49 | 475 | 655 | 800 | 180 |
| 250 | 150,00 | 8,5—10 | 1,4—1,8 | 126 | 95 | 63 | 550 | 740 | 900 | 190 |

Versuche, die Hartig anstellte, ergaben für den Lieferungsgrad eines Krigarschen Gebläses bei einer Pressung von 500 mm W.-S. noch 83 bis 88 %.

## B. Kompressoren.

Gegenüber den Gebläsen werden in den Kompressoren zumeist erheblich höhere Luftpressungen erzielt, wie sie zur Kraftübertragung der verschiedensten Art, zur Kälteerzeugung u. s. w., erforderlich sind.

Um die Erwärmung der Luft und der Cylinderwandungen möglichst herabzumindern, bedient man sich der Wasserkühlung und unterscheidet, je nachdem dieselbe nur in äußerer Kühlung des Cylinders u. s. w. besteht, oder, zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Kompression, in das Innere des Cylinders Kühlwasser in fein verteiltem Zustande eingespritzt wird, oder aber der Cylinder größtenteils mit Wasser gefüllt ist, welches abkühlend auf die Cylinderwände und die Luft selbst wirkt, trockene, halbnasse und nasse Kompressoren.

### a) Physikalische Eigenschaften der Luft.

Bezeichnet

$v_1$ ein beliebiges Luftvolumen von der Spannung $p_1$ und der Temperatur $t_1$,

$v_2$ ein anderes Luftvolumen von der Spannung $p_2$ und der Temperatur $t_2$,

$\alpha = \frac{1}{273}$ den Ausdehnungskoeffizienten der Luft von 0° auf 1°,

so ist nach dem Gesetze von Gay-Lussac

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t_1}{\frac{1}{\alpha} + t_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ (bei } p_1 = p_2),$$

worin $T_1 = \frac{1}{\alpha} + t_1$ und $T_2 = \frac{1}{\alpha} + t_2$ als absolute Temperaturen der Luft bezeichnet werden.

Durch die Vereinigung des (einfachen) Mariotteschen Gesetzes

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \text{ (bei } t_1 = t_2)$$

mit dem Gay-Lussacschen Gesetz ergibt sich das vereinigte Mariotte-Gay-Lussacsche Gesetz

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \frac{T_1}{T_2},$$

oder

$$\frac{v_1 p_1}{T_1} = \frac{v_2 p_2}{T_2} = \text{konst.} = R \text{ (Gaskonstante)},$$

oder allgemein für irgendeinen Zustand der Luft

$$v p = R T.$$

Bezeichnet $\gamma = \frac{1}{v}$ das spezifische Gewicht der atmosphärischen Luft bei 0° und 760 mm Quecksilbersäule ($\gamma = 1{,}293$ kg/cbm), so ist hierfür

$$R = \frac{v p}{T} = \frac{p}{\gamma T} = \frac{10333}{1{,}293 \cdot 273} = 29{,}2721 \text{ mkg.}$$

Für irgendeine andere Temperatur $t_x$ der Luft läßt sich das spezifische Gewicht derselben (in kg/cbm) für einen absoluten Druck $p$ (in kg/qm) ermitteln aus

$$\gamma = \frac{1}{29{,}27} \frac{p}{273 + t_x}.$$

Ist der Druck $p'$ in mm Quecksilbersäule gegeben, so ist

$$\gamma = 13{,}596 \frac{p'}{29{,}27\,(273 + t_x)}.$$

Aus den Gleichungen

$$v_1 p_1 = R T_1 \text{ und } v_2 p_2 = R T_2$$

folgt ferner unter der Annahme adiabatischer Kompression der Luft — nach Gl. 86 für den gesättigten Wasserdampf (S. 595) —

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

### b) Die Berechnung der Kompressoren[1].

#### 1. Analytische Berechnung.

Der für einen Kompressor aufzuwendende Arbeitsbedarf setzt sich zusammen aus der Kompressionsarbeit und aus derjenigen Arbeit, die erforderlich ist, um die schädlichen Widerstände (Arbeitsverluste durch Ventilwiderstände, Maschinenreibung u. s. w.) zu überwinden.

Die Kompressionsarbeit ($L$ für 1 kg Luft) setzt sich aus folgenden Teilen zusammen:

der Arbeit $L_1$ beim Ansaugen der Luft,
„ „ $L_2$ „ Verdichten der Luft,
„ „ $L_3$ „ Verdrängen der Luft aus dem Cylinder.

Die Arbeit beim Ansaugen der Luft ist von der zur Verdichtung derselben nötigen Arbeit in Abzug zu bringen, so daß man erhält

$$L = L_2 + L_3 - L_1.$$

Bezeichnet

$p_a$ die Anfangsspannung und $p_e$ die Endspannung der Kompression in kg/qm,
$V_a$ und $V_e$ die zugehörigen Luftvolumen in cbm,

ferner

$F$ die Kolbenfläche des Kompressorcylinders, abzüglich des Kolbenstangenquerschnittes — also die wirksame Kolbenfläche — in qm,
$s$ den Hub in m,
$s'$ den Hub während des Verdrängens der Luft aus dem Cylinder in m,

so ergeben sich folgende Gleichungen

$$L_1 = p_a F s = p_a V_a.$$

Für die Arbeit $L_2$ beim Verdichten der Luft kann die als Expansionsarbeit des gesättigten Wasserdampfes ermittelte Gl. 89 (S. 597) sinngemäß benutzt werden, doch ist, da $L_2$ nicht von der Luft geleistet, sondern verbraucht wird, der Wert aus Gl. 89 mit dem negativen Vorzeichen einzuführen, also zu setzen

$$L_2 = -\frac{p_a V_a}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{p_a V_a}{k-1}\left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right].$$

Endlich ist

$$L_3 = p_e F s' = p_e V_e = p_a V_a \frac{T_e}{T_a} = p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

worin $T_a$ und $T_e$ die bezüglichen absoluten Temperaturen der Luft bedeuten

Mithin folgt

$$L = \frac{p_a V_a}{k-1}\left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - p_a V_a =$$

$$\frac{k}{k-1} p_a V_a \left\{\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right\} = k L_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 82$$

oder auch $L = \frac{k}{k-1} R (T_e - T_a)$ mkg für 1 kg Luft.

Soll die Kompressionsarbeit für 1 cbm angesaugter Luft berechnet werden, so ist $V_a = 1$ in Gl. 82 einzusetzen.

---

[1]) Vergl. A. v. Ihering: „Die Gebläse", 2. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Für 1 cbm komprimierter Luft berechnet sich die Arbeit ebenfalls aus dieser Gleichung, wenn in dieselbe für $p_a V_a$ der Wert

$$p_a V_a = p_a \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e} V_e = p_a V_e \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}}$$

eingeführt wird.

Es folgt dann für $V_e = 1$

$$L = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right) - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}}\right].$$

Bei wirksamer Abkühlung kann in die obigen Gleichungen — je nach der Feuchtigkeit der Luft —

$$k = 1,3 \text{ bis } 1,2$$

gesetzt werden.

Für trockene Luft ist $k \sim 1,41$.

Bedeutet $n$ die minutliche Umlaufzahl des Kompressors, so ist die in der Sekunde theoretisch angesaugte Luftmenge von der Temperatur $T_a = 273 + t^a$ für doppeltwirkende Kompressoren

$$V_o = \frac{F s n}{30} \text{ cbm},$$

und der hierfür aufzunehmende Arbeitsbedarf in PS

$$N = \frac{F s n}{30} \frac{p_m}{75},$$

worin die mittlere Spannung

$$p_m = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

zu setzen ist.

Die tatsächlich gelieferte Luftmenge $V$ ergibt sich mit Rücksicht auf den Lieferungsgrad $\lambda$, der durch Undichtigkeit des Kolbens und der Ventile, auch durch den Spannungsverlust der Luft beim Durchgange durch die Saugventile und ganz besonders durch die Expansion der Luft im schädlichen Raume bedingt ist, zu

$$V = \lambda V_o.$$

Der Lieferungsgrad kann gesetzt werden

$$\lambda = 1 - m \left\{\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right\},$$

wenn $m$ das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume $Fs$ bedeutet.

Aus dieser Gleichung folgt, daß der Lieferungsgrad um so größer ausfällt, je kleiner der schädliche Raum und je kleiner der Enddruck der Kompression ist.

Um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, wird nach dem Vorschlage von Wellner bei jedem Hubwechsel eine Verbindung beider Cylinderenden durch einen Umlaufkanal hergestellt, wodurch ein Überströmen der im schädlichen Raume sich befindlichen komprimierten Luft nach der anderen Kolbenseite (Saugseite) möglich ist.

Für derartige mit Druckausgleich arbeitende Kompressoren kann der Lieferungsgrad

$$\lambda = 1 - m \left\{\left(\frac{p'_a}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right\}$$

gesetzt werden, worin $p'_a$ die Spannung der im Cylinder, den schädlichen Räumen und dem Umlaufkanal befindlichen gesamten Luft nach erfolgtem Druckausgleich bedeutet.

Es ist

$$\frac{p'_a}{p_a} = \frac{1 + \left(1 + \frac{p_e}{p_a}\right) m}{1 + 2m + m'},$$

wenn noch $m'$ das Verhältnis des Umlaufkanalraumes zum Hubraum $Fs$. Bei guter Ausführung kann $\lambda = 0{,}91$ bis $0{,}94$ betragen.

Haben Kompressor- und Dampfcylinder gleichen Hub, und bezeichnet

$p_i$ den mittleren indizierten Druck im Dampfcylinder in kg/qcm,
$F''$ die wirksame Kolbenfläche des Dampfcylinders in qcm,

so ist

$$F p_m = \frac{1}{\eta} F'' p_i,$$

worin $F$ für eine zu liefernde Luftmenge $V_I$ (in cbm/sek) von der Temperatur $T_e$ aus

$$s F = \frac{60}{i} \frac{V_I}{\lambda n} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e}$$

zu ermitteln ist ($i = 1$ oder 2, je nachdem der Kompressor einfach- oder doppeltwirkend ist).

Unter Berücksichtigung der Abkühlung der Luft auf eine Endtemperatur $T'$, die je nach den Umständen gleich oder größer als $T_a$ anzunehmen ist, gilt für eine zu liefernde Luftmenge $V_{II}$

$$s F = \frac{60}{i} \frac{V_{II}}{\lambda n} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T'}.$$

Für eine zu liefernde Luftmenge $G_I$ bezw. $G_{II}$ in kg/sek ist $F$ aus

$$s F = \frac{60 G_I}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T_e} \text{ bezw. } s F = \frac{60 G_{II}}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e}{p_a} \frac{T_a}{T'}$$

zu ermitteln, wenn $\gamma$ das spezifische Gewicht der Luft bedeutet.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{s n}{30}$$

ist bei trockenen und halbnassen Kompressoren etwa 1,5 bis 2,0 m/sek und darüber, bei nassen Kompressoren etwa 1 bis 1,5 m/sek anzunehmen; der Wirkungsgrad beträgt $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}80$.

Bei größeren Anlagen mit hohem Druck wird die Kompression stufenweise in zwei oder drei Cylindern ausgeführt und die Luft zwischen den einzelnen Kompressionsperioden in Aufnehmern — Röhrenkühler, die vom Wasser umspült sind — auf die Anfangstemperatur abgekühlt.

Hierbei wird die Kompressionsarbeit zumeist gleichmäßig auf die Cylinder verteilt, so daß z. B. bei drei Cylindern mit dem gesamten Kompressionsverhältnis $\varepsilon_0$ sich für jeden Cylinder das Kompressionsverhältnis ergibt zu $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$ allgemein $= \varepsilon = \sqrt[3]{\varepsilon_0}$ und bei 1 cbm/sek angesaugter Luft die Arbeit in mkg für einen Hub zu

$$A = 3 \left\{ \frac{k}{k-1} p_a \left[ \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\},$$

oder der **Arbeitsbedarf** in PS, wenn $V$ cbm/sek angesaugt werden sollen, zu

$$N = \frac{A\,2\,n}{60 \cdot 75}\,V = \frac{F\,s\,n}{30}\,\frac{A}{75}.$$

Es beträgt dann die **Arbeit für jeden einzelnen Kompressor**

$$N_1 = N_2 = N_3 = \frac{N}{3}.$$

### 2. Berechnung mittels des Druckdiagrammes.

Die Aufzeichnung der **Kompressionskurve** — einer **polytropischen Kurve**, d. h. einer Kurve unveränderlicher spezifischer Wärme — kann nach dem in Fig. 541 (S. 595) für die adiabatische Expansionskurve des Wasserdampfes dargestellten Verfahren von **Brauer** geschehen.

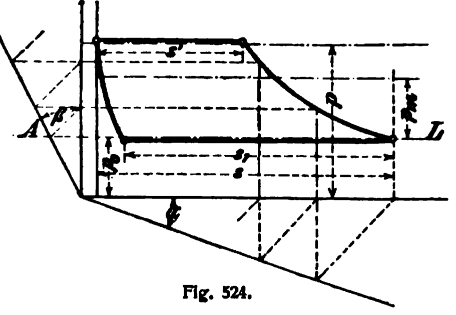


Fig. 524.

Bei **wirksamer Kühlung** erfolgt die Kompression etwa nach dem Gesetze $p\,v^{1,3}$ bis $p\,v^{1,2} =$ konst. (vergl. S. 577). Wählt man für die Aufzeichnung der Kompressionskurve (Fig. 524) $\operatorname{tg}\alpha = 0,2$, so ist

$$(1 + \operatorname{tg}\beta) = 1,2^{1,3} \text{ bezw. } (1 + \operatorname{tg}\beta) = 1,2^{1,2},$$

und es ergibt sich der Winkel $\beta$ aus

$$\operatorname{tg}\beta = 0,267 \text{ bis } 0,245.$$

Für andere Exponenten $k$ ergeben sich brauchbare Größen von $\alpha$ und $\beta$ aus den Werten der nachstehenden Tabelle.

| Exponent $k =$ | 1,10 | 1,15 | 1,25 | 1,30 | 1,35 | 1,41 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\operatorname{tg}\alpha =$ | 0,2 | 0,2 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,33 |
| $\operatorname{tg}\beta =$ | 0,222 | 0,234 | 0,322 | 0,337 | 0,352 | 0,497 |

Die **Saugspannung** $p_a$ wird bei der Aufzeichnung des Druckdiagrammes um 2 bis 3% niedriger angenommen als die Spannung $p_0$ der Außenluft, die Endspannung (**Druckspannung**) $p_e$ des Kompressors etwa um 3 bis 5% höher, als die Spannung $p$ im Druckraume betragen kann. (Letztere ist entsprechend den Leitungswiderständen um 3 bis 5% niedriger als $p_e$.)

Nach Versuchen von A. **Riedler** und M. **Gutermuth** beträgt der Druckverlust $s = p_1 - p_2$ zwischen Anfang und Ende einer Luftleitung

$$s = \frac{533}{10^{10}}\,\gamma\,\frac{l}{d}\,w^2 = \frac{864}{10^{10}}\,\gamma\,l\,\frac{V^2}{d^5} \text{ in kg/qcm;}$$

hierin bezeichnet

- $\gamma$ das mittlere Gewicht eines cbm Luft, entsprechend einer mittleren Luftspannung $p_m = \frac{1}{2}(p_1 + p_2)$, und einer mittleren absoluten Temperatur $T_m = \frac{1}{2}(T_1 + T_2)$ in kg,
- $l$ die Länge und $d$ den lichten Durchmesser der Leitung in m,
- $w$ die mittlere Luftgeschwindigkeit in m/sek,
- $V$ die durchströmende Luftmenge, gemessen bei der mittleren Spannung $p_m$ und der mittleren Temperatur $t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$ in der Leitung, in cbm/sek.

Berechnet man sodann $s'$ und $s_1$ aus

$$\frac{s'}{s} = (1 + m)\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{1}{k}} - m \text{ und } \frac{s_1}{s} = 1 + m - m\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}},$$

worin $m$, wie schon S. 577 angegeben, das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume $Fs$ bedeutet, so läßt sich die Kompressionskurve aus den Endpunkten durch Einschalten von Zwischenpunkten ermitteln, deren Ordinaten und Abscissen jedesmal als geometrisches Mittel der Ordinaten und der Abscissen von den beiden Punkten gefunden werden, zwischen die der neue Punkt eingeschaltet werden soll (vergl. M. Tolle: „Neue Konstruktionen der polytropischen Kurve", Z. d. V. d. I. 1894, S. 1456).

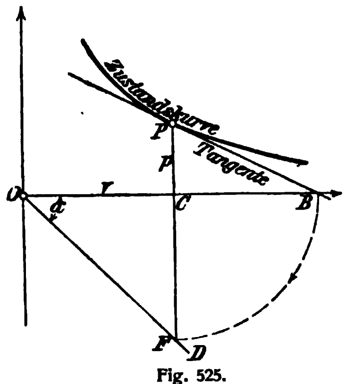


Fig. 525.

Für die Expansion im schädlichen Raume genügt die Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes $p\,v =$ konst.

Aus der Fläche des so aufgetragenen Diagrammes ergibt sich dann die mittlere Spannung $p_m$ des Kompressorcylinders.

Die Untersuchung von Indikatordiagrammen ausgeführter Kompressoren hat sich immer auch darauf zu erstrecken, welcher Exponent den Zustandskurven zugrunde liegt. Pröll empfiehlt zu diesem Zwecke die in Fig. 525 wiedergegebene Konstruktion.

Man zieht die Tangenten in den einzelnen Kurvenpunkten $P$, klappt die Subtangente $CB$ um 90° herum und macht $CF = CB$. Für eine polytropische Kurve liegen alle Endpunkte $F$ auf einer Geraden $OD$, und der Exponent ist $k = \operatorname{cotg} \alpha$.

Ein genaueres Verfahren zur Ermittelung des Exponenten $k$ mittels der als rechtwinklige Koordinaten aufzutragenden Linien für log $p$ und log $V$ rührt von Tolle her. Für $k =$ konst. muß sich dann eine Gerade ergeben; die Tangente ihres Neigungswinkels $\alpha$ ist $= k$ (s. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1457).

$\operatorname{tg} \alpha = k = 1$ ergibt die gleichseitige Hyperbel (Isotherme), für welche $\alpha = 45^0$.

### c) Anordnungen der Kompressoren und Einzelteile derselben.

Zu den wichtigsten Einzelteilen gehören die Abschlußorgane. Hinsichtlich derselben unterscheidet man Ventilkompressoren (ohne Druckausgleichvorrichtung) und Schieberkompressoren (mit Druckausgleichvorrichtung).

1. Ventilkompressoren.

Die Geschwindigkeit, mit der die Luft durch die Ventile strömt, kann nach Riedler gewählt werden

$u_{max} = 20$ bis 30 m/sek in den Saugventilen,
$u_{max} = 25$ „ 35 „ „ „ Druckventilen.

Die mittlere Windgeschwindigkeit ist

$$\frac{u_{max}}{\frac{\pi}{2}} = 0{,}636\, u_{max} \text{ zu nehmen, oder}$$

$u_m \sim 13$ bis 19 m/sek für die Saugventile,
$u_m \sim 16$ „ 23 „ „ „ Druckventile.

Der Gesamtdurchgangsquerschnitt der Saugventile beträgt zumeist $^1/_5$ bis $^1/_8$ $F$, derjenige der Druckventile $^1/_7$ bis $^1/_{10}$ $F$.

Damit der Ventilschluß im Hubwechsel erfolgen kann, ist der Ventilhub möglichst klein anzunehmen, und der erforderliche Durchgangsquerschnitt durch genügenden Umfang und hinreichende Zahl der Ventile zu erreichen.

Die Belastung der Ventile ist dann möglichst so zu wählen, daß mit der nach dem Hubende abnehmenden Kolbengeschwindigkeit das Ventil zu sinken beginnt. Der für die Erzeugung der größten Geschwindigkeit erforderliche Druckunterschied $(p - p_1)$ ergibt sich mit Berücksichtigung der Kontraktion beim Durchgange der Luft durch die Ventile aus

$$u_{max} = \varphi \sqrt{2\, g \frac{(p - p_1)}{\gamma}},$$

zu

$$p - p_1 = \frac{u_{max}^2}{2\, g} \frac{\gamma}{\varphi^2};$$

hierin ist $\gamma = \frac{p}{29{,}27\,(237 + t)}$ das spezifische Gewicht der überströmenden Luft von der Spannung $p$ und der Temperatur $t$ (für die Druckventile ist $p$ näherungsweise der erzeugte Druck, für die Saugventile ist $p \sim 1$ kg/qcm), $\varphi$ der Geschwindigkeitskoeffizient ($\sim 0{,}96$), $g = 9{,}81$ m/sek² und

$$u_{max} = \psi \frac{1}{\mu} \frac{\pi}{2} c,$$

worin $\mu$ den Kontraktionskoeffizient ($\sim 0{,}8$), $\psi$ das Verhältnis des Kolbenquerschnittes zum Durchgangsquerschnitte sämtlicher Ventile, $c$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek bedeutet.

Der Luftdruck auf ein Ventil beträgt in kg, wenn $f$ die Angrifffläche in qcm,

$$P = (p - p_1)\, f;$$

dementsprechend ist die Ventilschlußkraft zu wählen.

Mit Rücksicht auf die Massenverminderung ist die Ventilbelastung nur durch Federdruck auf das erforderliche Maß zu erhöhen.

Von den zahlreichen, in den letzten Jahren zur Anwendung gelangten Ventilen für raschlaufende Kompressoren haben diejenigen von Hörbiger und von Riedler-Stumpf die größte Verbreitung gefunden.

Fig. 526 zeigt das Hörbiger-Ventil eines von Gebr. Meer, M.-Gladbach, in Düsseldorf 1902 ausgestellten Kompressors.

Auf dem Ventilsitz $a$ ist der aus weichem Stahlguß gefertigte Ventilfänger $b$ befestigt. Die Ventilscheibe $d$ aus dünnem Stahlblech ist mittels dreier oder mehrerer Stahlblattfedern $c$, den sogenannten

Lenkern, die einerseits durch Schrauben *e* mit dem Fänger, anderseits durch Nieten *f* mit der Ventilscheibe verbunden sind, an dem ersteren aufgehängt, derart, daß sie im Ruhezustande sanft an den Ventilsitz angedrückt wird.

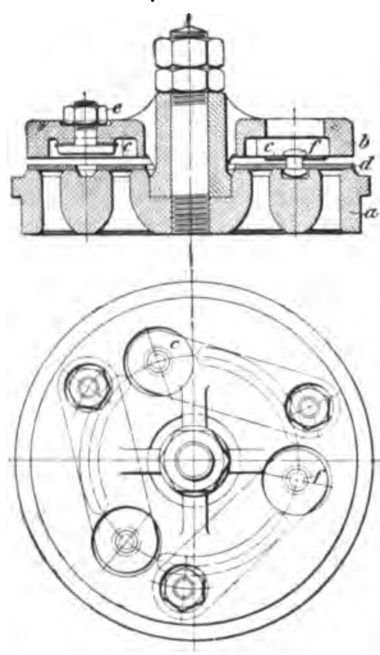


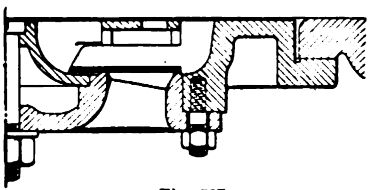
Fig. 526.

Durch diese Aufhängung der Ventilscheibe, bei der eine Reibung fast ganz vermieden wird, und dem geringen Ventilhub von 2 bis 3 mm ist der ruhige Gang der Ventile, das genaue Öffnen und Schließen derselben fast ohne wahrnehmbaren Überdruck gewährleistet.

Neuerdings werden bei Hörbiger-Ventilen, zur Verminderung der Stoßwirkung, dicht über den Ventilscheiben noch sogenannte Polsterscheiben angeordnet, gegen die sich die Ventilscheiben etwas bewegen können. Die zwischen beiden Scheiben eingeschlossene Luft dient als Puffer.

Ein derartiges Saugventil zeigt Fig. 527; das zugehörige als Etagenventil ausgebildete Druckventil ist in Fig. 528 dargestellt.

Die rückläufigen Druckventile, Bauart Riedler-Stumpf (Fig. 530), haben gegenüber ihrer ersten Ausführung nach Fig. 529 mannigfache Verbesserungen erfahren. Die Ventilröhre, durch welche die das Öffnen bewirkende Druckluft zutritt, ist bis zum Ventilsitz erweitert. Die Sitzdichtung ist von dem kleinen nach dem größeren Sitz verlegt und sonst Kolben-Schleifdichtung durchgeführt worden. Die Druckventile, bei welchen der Cylinderraum vom Druckraume während des Ansaugens durch einen oder zwei nach innen spannende Ringe abgedichtet wird, werden durch den Kolben geschlossen: derselbe läuft gegen das geöffnete Ventil und drückt es mit der Geschwindigkeit Null im Totpunkte auf den Sitz auf. Ein lautloser Anschlag am Kolben wird durch Federn, Gummiringe oder durch einen Bleiausguß bewirkt.


Fig. 527.

Um den Übertritt der Luft aus dem Innern des Cylinders nach dem Druckraume während der Schlußzeit zu gestatten, sind Bohrungen

an dem nach innen liegenden Rande des Ventiles angebracht. Der Hub hat im Vergleich zu der älteren Ausführung eine Verminderung dadurch erfahren, daß die Luft nunmehr an dem äußeren Ventilrande der großen Platte nach dem Druckraume austritt.

Der Ventilsitz ist durch dahintergelegte Federn nachgiebig gemacht,

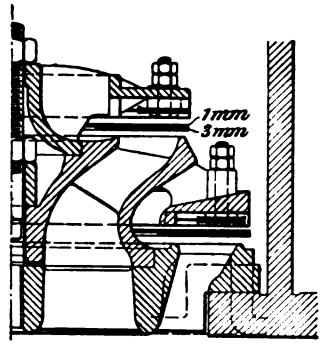



Fig. 528.

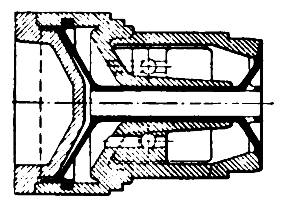


Fig. 529.

so daß die Ventile durch den Kolben infolge unrichtiger Einstellung nicht mehr beschädigt werden können.

Kompressoren für 200 bis 300 Uml/min sind mit bestem Erfolge mit solchen rückläufigen Ventilen ausgerüstet worden.

In Fig. 531 sind mehrere Ventilerhebungsdiagramme übereinander gezeichnet, welche bei verschiedenen Drücken und Geschwindigkeiten aufgenommen wurden; dieselben zeigen die gute Wirkungsweise der rückläufigen Druckventile — insbesondere die genaue und vollkommene Bewegung derselben, wobei jegliches Flattern des Ventiles vermieden ist.

Auch die Saugorgane können als rückläufige Ventile ausgebildet werden, doch kommen hier meistens Rundschieber in Anwendung. Der in Fig. 530 ersichtliche Saugschieber ist so ausgeführt, daß die Muschel nicht zum schädlichen Raume gehört.

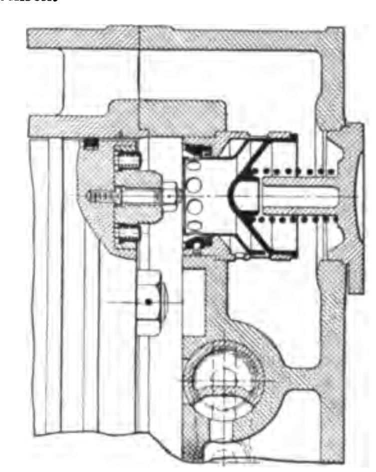


Fig. 530.

Der auf Tafel IV abgebildete Verbund-Kompressor von Schüchtermann & Kremer in Dortmund zeigt die z. Z. verbreitetste Anordnung solcher Maschinen.

Die vom Niederdruckcylinder zum Hochdruckcylinder überströmende Luft wird in einem Zwischenkühler gekühlt. Mantelkühlung ist nicht vorgesehen.

Die aus Aluminiumbronze hergestellten Collmannschen Luftventile arbeiten mit den bekannten Ölpuffern (vergl. unter „Dampfmaschinen").

Für jede Cylinderseite sind nur zwei Ventile erforderlich, und die schädlichen Räume sind gering. Die für eine Einströmungs-Spannung von 11,5 kg/qcm berechnete Dampfmaschine ist ebenfalls mit Collmannscher Ventilsteuerung ausgeführt. Mantelheizung ist nur am Hochdruckcylinder vorgesehen. Die Dampfkolbenstangen sind mit den Kompressorkolbenstangen durch Kupplungsschuhe verbunden, welche auf einer Geradführung gleiten, die, ebenso wie die Cylinder und das hintere Ende der Kreuzkopfführung, auf einem Grundrahmen gelagert ist. Außerdem sind die Geradführungen mit den Luftcylindern durch schmiedeiserne Strebestangen verbunden, um den Grundrahmen nicht durch die Kolbenkräfte zu beanspruchen (vergl. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1462).

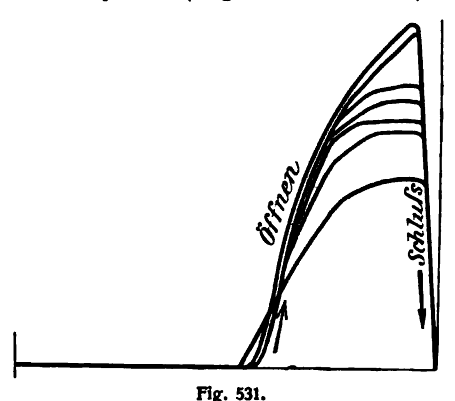



Fig. 531.

Der in Fig. 532 und 533 dargestellte, von der durchgehenden Kolbenstange eines Dampfcylinders von 350 mm Bohrung und 600 mm Hub angetriebene Kompressor von Gebr. Meer in M.-Gladbach ist zweistufig und mit Hörbiger-Ventilen der Fig. 526 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Die beiden mit Blechmänteln verschalten Luftcylinder liefern bei einem Dampfdruck von 6 bis 8 atm (Überdruck) mit 125 Uml/min etwa 750 cbm/std, mit 150 Uml/min etwa 900 cbm/std Druckluft von 6 bis 7 atm Spannung. Das Saugventil des Niederdruck-Luftcylinders ist im Kolben, das zugehörige Druckventil in dem an den Cylinder anschließenden Ventilkasten untergebracht. Die betreffenden Ventile des Hochdruck-Luftcylinders — zwei Saug- und zwei Druckventile — befinden sich in dem an diesen Cylinder angeschlossenen Ventilkasten.

Der Zwischenkühler ist ein im Gegenstrom arbeitender Röhrenkühler von 11 qm Kühlfläche.

Der Dampfcylinder hat Lentz-Steuerung und ist mit dem aufliegenden Bajonettrahmen verschraubt, mit welchem die beiden dahinterliegenden Luftcylinder durch zwei Strebestangen gleichfalls verbunden

sind. Sämtliche Cylinder stützen sich mit angegossenen Füßen auf zwei in dem Unterbau vergossene durchgehende Grundrahmen.

Fig. 534 und 535 zeigen an den Luftzylindern genommene

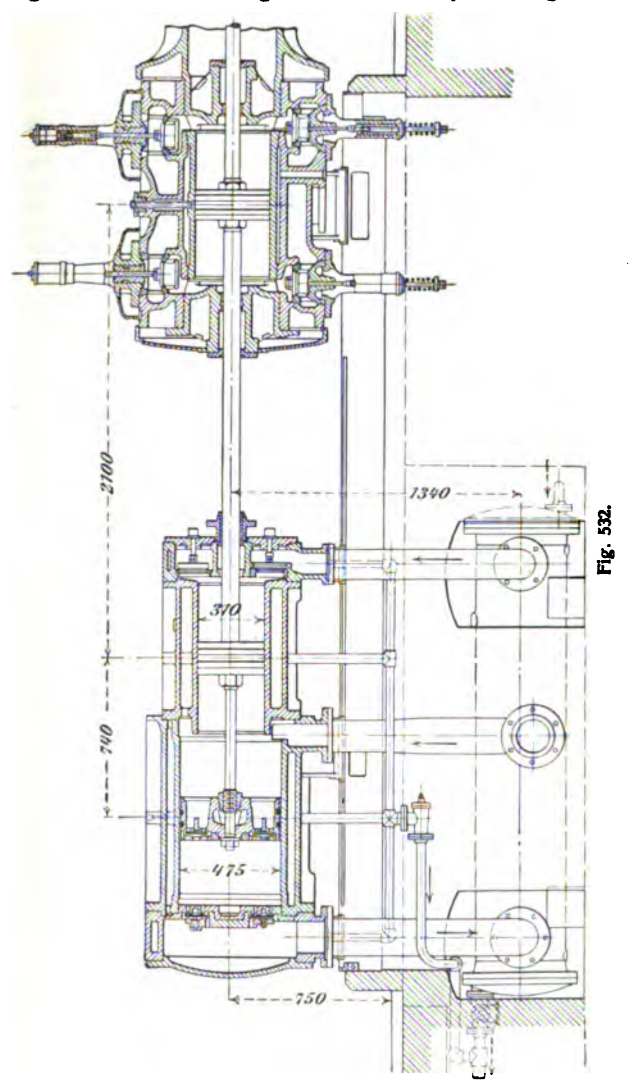



Fig. 532.

Leistungsdiagramme (Federmaßstab: 1 atm ~ 2,5 bezw. 7 mm; $n$ = 150 Uml/min).

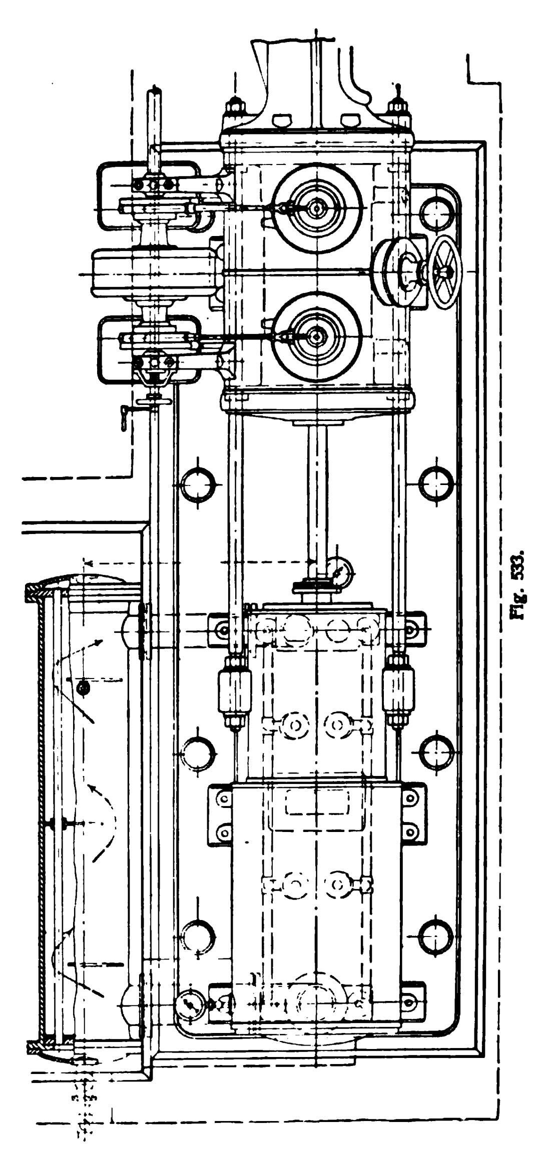


Fig. 533.

## 2. Schieberkompressoren.

Bei diesen wird, wie schon hervorgehoben, um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, eine Verbindung zwischen den beiden Cylinderkanälen am Ende des Kolbenhubes hergestellt.

Der mit Mantel- und Deckelkühlung versehene Luftcylinder des Kompressors von Burckhardt-Weiß (Fig. 536) ist zu dem Zwecke mit einem Schieber versehen, der zwei Durchlaßkanäle $a$ und $b$, den Druckausgleichkanal $c$ und die Muschel $d$ (Fig. 537) besitzt. welche eine Verbindung des Saugkanales $e$ mit den Cylinderkanälen ermöglicht. Auf dem Rücken dieses Schiebers liegt die durch zwei Spiralfedern belastete Platte $f$. Dieselbe wird am Ende der Kompression durch den inneren Überdruck angehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckluftleitung strömen kann.

In Fig. 536 findet links vom Kolben Ansaugen, rechts Kompression statt. Am Ende derselben wird durch den inneren Überdruck die

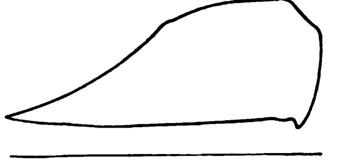


Fig. 534.



Fig. 535.

Platte *f* gehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckleitung gelangt.

Fig. 538 zeigt die Stellung des Schiebers am Ende der Ausströmung kurz vor Beginn des Druckausgleiches, Fig. 537 diejenige, bei der der Druckausgleich stattfindet.

Fig. 539 gibt ein Diagramm der Schiebersteuerung. In diesem bezeichnet

$e = i$ die äußere bezw. innere Überdeckung,

$a$ die Kanalweite,

$m$ eine kleine Größe, um welche die innere Schieberkante die äußere Kante der Cylinderkanäle überläuft,

$r = a + e + m$ die Excentrizität.

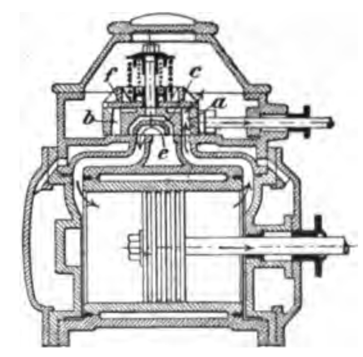



Fig. 536.

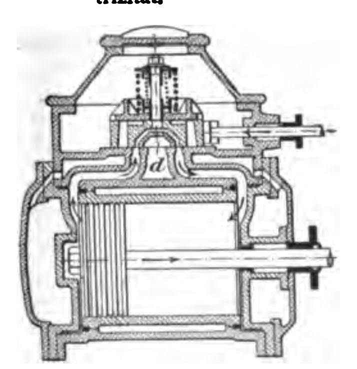



Fig. 537.

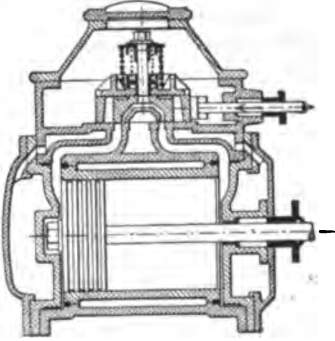


Fig. 538.

Die Excenterkurbel läuft der Maschinenkurbel um den Winkel $90 + \delta$ nach. Die Hauptstellungen des Kolbens sind mit 1, 2, 3, 4 und 5 bezeichnet.

Zwischen 1 bis 2 findet das Überströmen — die Druckausgleichung — statt,
von 2 „ 3 öffnen sich die Einström- und Ausströmkanäle,
„ 3 „ 4 sind diese Kanäle ganz offen,
„ 4 „ 5 schließen sie sich wieder.

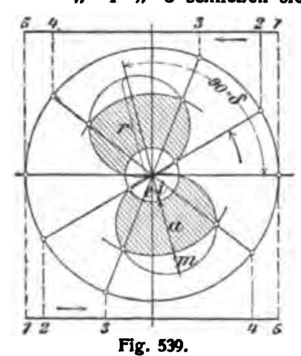


Fig. 539.

Gibt man dem Excenter einen kleineren Nacheilwinkel, so findet der Schluß der Einström- und Ausströmkanäle, ebenso auch die Überströmung schon vor erreichtem Hubende statt.

Die Berechnung der Excentrizität, des Voreilwinkels $\delta$ u. s. w. kann wie bei Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung geschehen.

Für den Querschnitt der Durchlaßkanäle $a$ und $b$ im Schieber kann eine Luftgeschwindigkeit von etwa 30 m/sek angenommen werden.

Die Weite des Druckausgleichkanales $c$ ist $\frac{a}{4}$ bis $\frac{a}{3}$ zu wählen.

Wird $m = \frac{a}{5}$ und $e = i = \frac{a}{3}$ bis $\frac{a}{2}$, im Mittel $= \frac{2}{5} a$ angenommen, so folgt im Mittel

$$r = 1{,}6\, a,$$

mithin

$$\sin \delta = \frac{e}{r} = 0{,}25$$

und

$$\delta = 14^0\, 30'.$$

Zuweilen wird der Druckausgleich nicht durch einen besonderen Kanal, sondern durch den Druckraum des Schiebers herbeigeführt.

# Fünfter Abschnitt.

# Kraftmaschinen.

## I. Dampfmaschinen.

### A. Physikalische Eigenschaften des Wasserdampfes.

#### a) Gesättigter Wasserdampf.

##### 1. Allgemeines.

Die Größe der durch eine bestimmte Wärmemenge erzeugten Arbeit oder umgekehrt der durch eine bestimmte Arbeit erzeugten Wärmemenge bleibt stets dieselbe, unabhängig von dem Wege, auf dem das eine durch das andere entstanden ist. Wärme und Arbeit sind gleichwertig.

Man bezeichnet als Wärmeeinheit (1 Kilogramm-Kalorie) $= 1\, WE$ diejenige Wärmemenge, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg Wasser um $1^0$ zu erhöhen. Es kann nach den Versuchen des englischen Physikers Joule

$$1\, WE = 424 \text{ mkg}$$

gesetzt werden. Die Zahl $\frac{1}{424} = A$ wird das mechanische Wärmeäquivalent genannt.

Unter spezifischer Wärme $c$ eines Körpers versteht man die Wärmemenge in $WE$, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg des Körpers um $1^0$ zu erhöhen. Nach Vorstehendem ist für Wasser $c = 1$. Es ist aber die spezifische Wärme der Körper nicht konstant, sondern im allgemeinen abhängig von der Temperatur $t$ des Körpers. Nach den Versuchen von Regnault ist für Wasser

$$c = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}000\,000\,9\, t^2.$$

Ist $c_1$ die mittlere spezifische Wärme, so bedeutet $c_1 t$ die Wärme, welche 1 kg Wasser aufnimmt, wenn es von $0^0$ auf $t^0$ erwärmt wird. Diese Wärmemenge nennt man die Flüssigkeitswärme und bezeichnet sie allgemein mit $q$. Es ist demnach

$$q = c_1 t = \int_0^t c\, dt \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 83$$

Für diese Größe hat Regnault folgende empirische Formel aufgestellt

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Will man Wasser von 0° in Dampf von der Temperatur $t$ verwandeln, so muß man demselben außer der Flüssigkeitswärme $q$ noch eine gewisse Wärmemenge $r$ zuführen, die, da sie nicht zur Erhöhung der Temperatur beiträgt, als latente (gebundene) Wärme oder Verdampfungswärme bezeichnet wird.

Es ist dann die Gesamtwärme

$$\lambda = q + r$$

und nach Versuchen von Regnault

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t.$$

Daraus folgt

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Die Verdampfungswärme dient einmal zur Änderung des Aggregatzustandes der Flüssigkeit, sodann zur Überwindung des von außen auf dieselbe lastenden Druckes $P$ in kg/qm; sie besteht aus der inneren Verdampfungswärme $\rho$ und aus der äußeren Verdampfungswärme $A\,P\,(\mathfrak{v} - \mathfrak{v}') = A\,P\,\mathfrak{w}$, d. h. der während der Verdampfung infolge der Raumvergrößerung geleisteten Arbeit.

In dem obigen Ausdruck bezeichnet

$\mathfrak{v}$ das Volumen von 1 kg des Dampfes in cbm,
$\mathfrak{v}'$ „ „ „ 1 „ Wasser in cbm,
$\mathfrak{w} = \mathfrak{v} - \mathfrak{v}'$.

Es ist die gesamte Verdampfungswärme

$$r = \rho + A\,P\,\mathfrak{w}.$$

Für die Größe $\rho$ kann nach Zeuner gesetzt werden

$$\rho = 575{,}4 - 0{,}791\,t;$$

hiernach wird

$$A\,P\,\mathfrak{w} = r - \rho = 31{,}1 + 0{,}096\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}000\,000\,3\,t^3.$$

Da angenähert (unabhängig von der Temperatur) $\mathfrak{v}' = 0{,}001$, so wird das spezifische Volumen

$$\mathfrak{v} = \mathfrak{w} + 0{,}001$$

und das Gewicht von 1 cbm trockenem Dampf

$$\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}} = \frac{1}{\mathfrak{w} + 0{,}001}.$$

Die Werte für $\mathfrak{w}$ ergeben sich aus den Werten für $A\,P\,\mathfrak{w}$ durch Multiplikation mit $\frac{424}{P}$.

Der Unterschied zwischen der Gesamtwärme $\lambda$ und der äußeren Verdampfungswärme $A\,P\,\mathfrak{w}$ wird nach Zeuner als Dampfwärme bezeichnet. Es ist hiernach diese Dampfwärme $J$ auch diejenige Wärmemenge, welche von der Gesamtwärme nach Umsetzung eines Teiles derselben in äußerer Arbeit übrig bleibt, d. h. es ist

$$J = \lambda - A\,P\,\mathfrak{w}.$$

Mit Hilfe der vorstehenden Gleichungen sind die in der nachstehenden Tabelle verzeichneten Werte von Zeuner berechnet.

Die Werte in den letzten drei Spalten dieser Tabelle sind in der weiteren mechanischen Wärmetheorie notwendig.

Tabelle für gesättigten Wasserdampf.

| Druck (absolut) kg qcm | Temperatur $t$ | Flüssigkeitswärme $q$ | Gesamtwärme $\lambda$ | Verdampfungswärme gesamte $r$ | Verdampfungswärme innere $\rho$ | Verdampfungswärme äußere $AP\mathfrak{w}$ | $\mathfrak{w} = \mathfrak{v} - \mathfrak{v}'$ cbm/kg | Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{\mathfrak{v}}$ kg/cbm | Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$ | $\frac{r}{T}$ | Absolute Temperatur $T$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,1 | 45,58 | 45,65 | 620,40 | 574,75 | 539,35 | 35,41 | 15,012 | 0,067 | 0,155 | 1,804 | 318,58 |
| 0,2 | 59,76 | 59,89 | 624,73 | 564,84 | 528,13 | 36,70 | 7,781 | 0,129 | 0,198 | 1,698 | 332,76 |
| 0,3 | 68,74 | 68,93 | 627,47 | 558,53 | 521,03 | 37,51 | 5,301 | 0,189 | 0,225 | 1,634 | 341,74 |
| 0,4 | 75,47 | 75,71 | 629,52 | 553,81 | 515,71 | 38,10 | 4,039 | 0,248 | 0,245 | 1,589 | 348,47 |
| 0,5 | 80,90 | 81,19 | 631,17 | 549,99 | 511,41 | 38,58 | 3,271 | 0,306 | 0,260 | 1,554 | 353,90 |
| 0,6 | 85.48 | 85,82 | 632,57 | 546,75 | 507,78 | 38,97 | 2,754 | 0,363 | 0,273 | 1,525 | 358,48 |
| 0,7 | 89,47 | 89,84 | 633,79 | 543,94 | 504,63 | 39,31 | 2,381 | 0,420 | 0,285 | 1,501 | 362,47 |
| 0,8 | 93,00 | 93,43 | 634,67 | 541,44 | 501,84 | 39,60 | 2,099 | 0,476 | 0,294 | 1,479 | 366,00 |
| 0,9 | 96,19 | 96,64 | 635,84 | 539,20 | 499,32 | 39,88 | 1,879 | 0,532 | 0,303 | 1,461 | 369,19 |
| **1,0** | 99,09 | 99,58 | 636,72 | 537,15 | 497,02 | 40,13 | 1,701 | 0,587 | 0,311 | 1,444 | 372,09 |
| 1,1 | 101,76 | 102,28 | 637,54 | 535,26 | 494,91 | 40,35 | 1,555 | 0,643 | 0,318 | 1,428 | 374,76 |
| 1,2 | 104,24 | 104,79 | 638,29 | 533,50 | 492,95 | 40,55 | 1,433 | 0,697 | 0,325 | 1,414 | 377,24 |
| 1,3 | 106,55 | 107,14 | 639,00 | 531,86 | 491,12 | 40,74 | 1,329 | 0,752 | 0,331 | 1,401 | 379,55 |
| 1,4 | 108,72 | 109,34 | 639,66 | 530,33 | 489,41 | 40,92 | 1,239 | 0,806 | 0,337 | 1,389 | 381,72 |
| 1,5 | 110,76 | 111,42 | 640,28 | 528,87 | 487,79 | 41,08 | 1,161 | 0,860 | 0,342 | 1,378 | 383,76 |
| 1,6 | 112,70 | 113,38 | 640,87 | 527,49 | 486,26 | 41,24 | 1,093 | 0,914 | 0,348 | 1,368 | 385,70 |
| 1,7 | 114,54 | 115,25 | 641,43 | 526,18 | 484,80 | 41,38 | 1,032 | 0,968 | 0,352 | 1,358 | 387,54 |
| 1,8 | 116,29 | 117,03 | 641,97 | 524,94 | 483,42 | 41,52 | 0,978 | 1,021 | 0,357 | 1,348 | 389,29 |
| 1,9 | 117,97 | 118,84 | 642,48 | 523,74 | 482,09 | 41,65 | 0,930 | 1,075 | 0,361 | 1,339 | 390,97 |
| **2,0** | 119,57 | 120,37 | 642,97 | 522,60 | 480,82 | 41,78 | 0,886 | 1,128 | 0,365 | 1,331 | 392,57 |
| 2,1 | 121,11 | 121,94 | 643,44 | 521,50 | 479,60 | 41,90 | 0,846 | 1,181 | 0,369 | 1,323 | 394,11 |
| 2,2 | 122,59 | 123,44 | 643,90 | 520,46 | 478,43 | 42,03 | 0,810 | 1,233 | 0,373 | 1,316 | 395,59 |
| 2,3 | 124,02 | 124,90 | 644,33 | 519,43 | 477,30 | 42,13 | 0,777 | 1,286 | 0,377 | 1,308 | 397,02 |
| 2,4 | 125,40 | 126,30 | 644,75 | 518,44 | 476,21 | 42,23 | 0,746 | 1,339 | 0,380 | 1,301 | 398,40 |
| 2,5 | 126,73 | 127,66 | 645,15 | 517,49 | 475,16 | 42,33 | 0,718 | 1,391 | 0,384 | 1,295 | 399,73 |
| 2,6 | 128,02 | 128,97 | 645,55 | 516,57 | 474,14 | 42,43 | 0,692 | 1,443 | 0,387 | 1,288 | 401,02 |
| 2,7 | 129,26 | 130,25 | 645,93 | 515,68 | 473,15 | 42,53 | 0,668 | 1,495 | 0,390 | 1,282 | 402,26 |
| 2,8 | 130,48 | 131,48 | 646,30 | 514,81 | 472,19 | 42,62 | 0,645 | 1,545 | 0,393 | 1,276 | 403,48 |
| 2,9 | 131,65 | 132,68 | 646,65 | 513,97 | 471,26 | 42,71 | 0,624 | 1,599 | 0,396 | 1,270 | 404,65 |
| **3,0** | 132,80 | 133,85 | 647,00 | 513,15 | 470,36 | 42,79 | 0,605 | 1,651 | 0,399 | 1,265 | 405,80 |
| 3,1 | 133,91 | 134,99 | 647,37 | 512,35 | 469,48 | 42,88 | 0,586 | 1,702 | 0,402 | 1,259 | 406,91 |
| 3,2 | 135,00 | 136,10 | 647,68 | 511,57 | 468,62 | 42,96 | 0,569 | 1,754 | 0,405 | 1,254 | 408,00 |
| 3,3 | 136,06 | 137,18 | 648,00 | 510,81 | 467,78 | 43,04 | 0,553 | 1,805 | 0,407 | 1,249 | 409,06 |
| 3,4 | 137,09 | 138,24 | 648,31 | 510,07 | 466,96 | 43,11 | 0,538 | 1,857 | 0,410 | 1,244 | 410,09 |
| 3,5 | 138,10 | 139,27 | 648,62 | 509,35 | 466,16 | 43,19 | 0,523 | 1,908 | 0,413 | 1,239 | 411,10 |
| 3,6 | 139,09 | 140,28 | 648,95 | 508,67 | 465,38 | 43,29 | 0,510 | 1,959 | 0,415 | 1,234 | 412,09 |
| 3,7 | 140,05 | 141,27 | 649,22 | 507,95 | 464,62 | 43,33 | 0,497 | 2,010 | 0,417 | 1,230 | 413,05 |
| 3,8 | 141,00 | 142,23 | 649,50 | 507,27 | 463,88 | 43,40 | 0,484 | 2,061 | 0,420 | 1,225 | 413,99 |
| 3,9 | 141,92 | 143,18 | 649,78 | 506,61 | 463,15 | 43,46 | 0,473 | 2,112 | 0,422 | 1,221 | 414,92 |

| Druck (absolut) kg/qcm | Temperatur $t$ | Flüssigkeitswärme $q$ | Gesamtwärme $\lambda$ | Verdampfungswärme gesamte $r$ | innere $\rho$ | äußere $APw$ | $w = v - v'$ cbm/kg | Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm | Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$ | $\frac{r}{T}$ | Absolute Temperatur $T$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **4,0** | 142,82 | 144,10 | 650,06 | 505,96 | 462,43 | 43,53 | 0,461 | 2,163 | 0,424 | 1,217 | 415,82 |
| 4,1 | 143,71 | 145,01 | 650,33 | 505,32 | 461,73 | 43,59 | 0,451 | 2,213 | 0,426 | 1,213 | 416,71 |
| 4,2 | 144,58 | 145,90 | 650,60 | 504,70 | 461,04 | 43,66 | 0,441 | 2,264 | 0,429 | 1,209 | 417.58 |
| 4,3 | 145,43 | 146,78 | 650,86 | 504,08 | 460,37 | 43,72 | 0,431 | 2,314 | 0,431 | 1,205 | 418,43 |
| 4,4 | 146,27 | 147,66 | 651,11 | 503,48 | 459,70 | 43,77 | 0,422 | 2,365 | 0,433 | 1,201 | 419,27 |
| 4,5 | 147,09 | 148,48 | 651,36 | 502,89 | 459,05 | 43,83 | 0,413 | 2,415 | 0,435 | 1,197 | 420.09 |
| 4,6 | 147,90 | 149,30 | 651,61 | 502,31 | 458,42 | 43,89 | 0,405 | 2,465 | 0,437 | 1,193 | 420.90 |
| 4,7 | 148,69 | 150,12 | 651,85 | 501,73 | 457,79 | 43,95 | 0,396 | 2,516 | 0,439 | 1,190 | 421.69 |
| 4,8 | 149,47 | 150,92 | 652,09 | 501,17 | 457,17 | 44,00 | 0,389 | 2,566 | 0,440 | 1 186 | 422.47 |
| 4,9 | 150,24 | 151,71 | 652,32 | 500,62 | 456,56 | 44,05 | 0,381 | 2,616 | 0,442 | 1,183 | 423,24 |
| **5,0** | 150,99 | 152,48 | 652,55 | 500,07 | 455,97 | 44.11 | 0,374 | 2,667 | 0,444 | 1,179 | 423,99 |
| 5,1 | 151,73 | 153,24 | 652,78 | 499,54 | 455,38 | 44,16 | 0,367 | 2,717 | 0,446 | 1,176 | 424,73 |
| 5,2 | 152,47 | 153,99 | 653,00 | 499,01 | 454,80 | 44,21 | 0,361 | 2,766 | 0,448 | 1,173 | 425,47 |
| 5,3 | 153,19 | 154,73 | 653,22 | 498,49 | 454,23 | 44,26 | 0,354 | 2,816 | 0,449 | 1,170 | 426.19 |
| 5,4 | 153,90 | 155,46 | 653,44 | 497,98 | 453,67 | 44,31 | 0,348 | 2,866 | 0,451 | 1,167 | 426.90 |
| 5,5 | 154,59 | 156,18 | 653,65 | 497,47 | 453,12 | 44,36 | 0,342 | 2,916 | 0,453 | 1,163 | 427,59 |
| 5,6 | 155,28 | 156,89 | 653,85 | 496,97 | 452,57 | 44,40 | 0,336 | 2,965 | 0,455 | 1,160 | 428,28 |
| 5,7 | 155,96 | 157,59 | 654,07 | 496,48 | 452,04 | 44,45 | 0,331 | 3,015 | 0,456 | 1,157 | 428,96 |
| 5,8 | 156,63 | 158,27 | 654,27 | 496,00 | 451,51 | 44,49 | 0,325 | 3,064 | 0,458 | 1,155 | 429,63 |
| 5,9 | 157,29 | 158,95 | 654,47 | 495,52 | 450,98 | 44,54 | 0,320 | 3,114 | 0,459 | 1,152 | 430.29 |
| **6,0** | 157,94 | 159,63 | 654,66 | 495,05 | 450,47 | 44,58 | 0,315 | 3,164 | 0,461 | 1,149 | 430,94 |
| 6,1 | 158,59 | 160,29 | 654,87 | 494,58 | 449,96 | 44,62 | 0,310 | 3,213 | 0,462 | 1,146 | 431,59 |
| 6,2 | 159,22 | 160,94 | 655,06 | 494,12 | 449,46 | 44,67 | 0,306 | 3,262 | 0,464 | 1,143 | 432,22 |
| 6,3 | 159,85 | 161,59 | 655,25 | 493,67 | 448,96 | 44,71 | 0,301 | 3,312 | 0,465 | 1,141 | 432.85 |
| 6,4 | 160,47 | 162,22 | 655,44 | 493,22 | 448,47 | 44,75 | 0,297 | 3,361 | 0,467 | 1,138 | 433,47 |
| 6,5 | 161,08 | 162,85 | 655,63 | 492,78 | 447,99 | 44,79 | 0,292 | 3,410 | 0,468 | 1,135 | 434,08 |
| 6,6 | 161,68 | 163,47 | 655,81 | 492,34 | 447,51 | 44,83 | 0,288 | 3,460 | 0,470 | 1,133 | 434,68 |
| 6,7 | 162,28 | 164,09 | 656,00 | 491,91 | 447,04 | 44,87 | 0,284 | 3,508 | 0,471 | 1,130 | 435,28 |
| 6,8 | 162,87 | 164,70 | 656,18 | 491,48 | 446,57 | 44,91 | 0,280 | 3,558 | 0,473 | 1,128 | 435,87 |
| 6,9 | 163,45 | 165,30 | 656,35 | 491,06 | 446,11 | 44,95 | 0,276 | 3,607 | 0,474 | 1,125 | 436,45 |
| **7,0** | 164,03 | 165,89 | 656,53 | 490,64 | 445,65 | 44.99 | 0,273 | 3,656 | 0,475 | 1,123 | 437,03 |
| 7,1 | 164.60 | 166,48 | 656,70 | 490,22 | 445,20 | 45,02 | 0,269 | 3,705 | 0,477 | 1,120 | 437.60 |
| 7,2 | 165,16 | 167,06 | 656,87 | 489,82 | 444,76 | 45,06 | 0,265 | 3,755 | 0,478 | 1,118 | 438.16 |
| 7,3 | 165,72 | 167,63 | 657,04 | 489,41 | 444,32 | 45,09 | 0,262 | 3,803 | 0,479 | 1,116 | 438,72 |
| 7,4 | 166,27 | 168,20 | 657,21 | 489,01 | 443,88 | 45,13 | 0,259 | 3,852 | 0,481 | 1,113 | 439,27 |
| 7,5 | 166,82 | 168,76 | 657,38 | 488,62 | 443,45 | 45,17 | 0,255 | 3,901 | 0,482 | 1,111 | 439,82 |
| 7,6 | 167,36 | 169,32 | 657,54 | 488,22 | 443,02 | 45,20 | 0,252 | 3,949 | 0,483 | 1,109 | 440,36 |
| 7,7 | 167,89 | 169,87 | 657,71 | 487,83 | 442,60 | 45,23 | 0,249 | 3,998 | 0,484 | 1,107 | 440,89 |
| 7,8 | 168,42 | 170,42 | 657,87 | 487,45 | 442,18 | 45,27 | 0,246 | 4,046 | 0,486 | 1,104 | 441.42 |
| 7,9 | 168,94 | 170,96 | 658,03 | 487,07 | 441,77 | 45,30 | 0,243 | 4,096 | 0,487 | 1,102 | 441.94 |
| **8,0** | 169,46 | 171,49 | 658,18 | 486,69 | 441,36 | 45,33 | 0,240 | 4,144 | 0,488 | 1,100 | 442,46 |
| 8,1 | 169,97 | 172,02 | 658,34 | 486,32 | 440,95 | 45,37 | 0,238 | 4,192 | 0,489 | 1,098 | 442,97 |
| 8,2 | 170,48 | 172,55 | 658,50 | 485,95 | 440,55 | 45,40 | 0.235 | 4,242 | 0,490 | 1,096 | 443,48 |
| 8,3 | 170,98 | 173,07 | 658,65 | 485,58 | 440,15 | 45,43 | 0,232 | 4,289 | 0,492 | 1,094 | 443.98 |
| 8,4 | 171,48 | 173,58 | 658,80 | 485,22 | 439,76 | 45,46 | 0,230 | 4,338 | 0,493 | 1,092 | 444,48 |

| Druck (absolut) kg/qcm | Temperatur $t$ | Flüssigkeitswärme $q$ | Gesamtwärme $\lambda$ | Verdampfungswärme gesamte $r$ | Verdampfungswärme innere $\rho$ | Verdampfungswärme äußere $APw$ | $w = v - v'$ cbm/kg | Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm | Entropie $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$ | $\frac{r}{T}$ | Absolute Temperatur $T$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 8,5 | 171,98 | 174,09 | 658,95 | 484,86 | 439,37 | 45,49 | 0,227 | 4,387 | 0,494 | 1,090 | 444,98 |
| 8,6 | 172,47 | 174,60 | 659,10 | 484,50 | 438,98 | 45,52 | 0,224 | 4,436 | 0,495 | 1,088 | 445,47 |
| 8,7 | 172,95 | 175,10 | 659,24 | 484,15 | 438,60 | 45,55 | 0,222 | 4,484 | 0,496 | 1,086 | 445,95 |
| 8,8 | 173,43 | 175,60 | 659,40 | 483,80 | 438,22 | 45,58 | 0,220 | 4,532 | 0,497 | 1,084 | 446,43 |
| 8,9 | 173,91 | 176,09 | 659,54 | 483,45 | 437,84 | 45,61 | 0,211 | 4,580 | 0,498 | 1,082 | 446,91 |
| **9,0** | 174,38 | 176,58 | 659,69 | 483,11 | 437,47 | 45,64 | 0,215 | 4,629 | 0,499 | 1,080 | 447,38 |
| 9,1 | 174,85 | 177,06 | 659,83 | 482,77 | 437,10 | 45,67 | 0,213 | 4,677 | 0,501 | 1,078 | 447,85 |
| 9,2 | 175,31 | 177,54 | 659,97 | 482,43 | 436,73 | 45,70 | 0,211 | 4,725 | 0,502 | 1,076 | 448,31 |
| 9,3 | 175,77 | 178,02 | 660,11 | 482,09 | 436,37 | 45,73 | 0,209 | 4,773 | 0,503 | 1,074 | 448,77 |
| 9,4 | 176,23 | 178,49 | 660,25 | 481,76 | 436,01 | 45,76 | 0,206 | 4,821 | 0,504 | 1,072 | 449,23 |
| 9,5 | 176,68 | 178,96 | 660,39 | 481,43 | 435,65 | 45,78 | 0,204 | 4,870 | 0,505 | 1,071 | 449,68 |
| 9,6 | 177,13 | 179,42 | 660,52 | 481,10 | 435,29 | 45,81 | 0,202 | 4,918 | 0,506 | 1,069 | 450,13 |
| 9,7 | 177,57 | 179,88 | 660,66 | 480,78 | 434,94 | 45,84 | 0,200 | 4,964 | 0,507 | 1,067 | 450,57 |
| 9,8 | 178,01 | 180,34 | 660,80 | 480,45 | 434,59 | 45,86 | 0,198 | 5,014 | 0,508 | 1,065 | 451,01 |
| 9,9 | 178,45 | 180,79 | 660,93 | 480,14 | 434,25 | 45,89 | 0,197 | 5,062 | 0,509 | 1,064 | 451,45 |
| **10,00** | 178,89 | 181,24 | 661,06 | 479,82 | 433,90 | 45,92 | 0,195 | 5,109 | 0,510 | 1,062 | 451,89 |
| 10,25 | 179,96 | 182,35 | 661,39 | 479,03 | 433,05 | 45,98 | 0,190 | 5,229 | 0,512 | 1,058 | 452,96 |
| 10,50 | 181,01 | 183,44 | 661,71 | 478,27 | 432,22 | 46,04 | 0,186 | 5,349 | 0,515 | 1,053 | 454,01 |
| 10,75 | 182,04 | 184,51 | 662,02 | 477,51 | 431,41 | 46,10 | 0,182 | 5,469 | 0,517 | 1,049 | 455,04 |
| **11,00** | 183,05 | 185,56 | 662,33 | 476,77 | 430,61 | 46,16 | 0,178 | 5,589 | 0,519 | 1,045 | 456,05 |
| 11,25 | 184,05 | 186,60 | 662,64 | 476,04 | 429,82 | 46,22 | 0,174 | 5,707 | 0,522 | 1,042 | 457,05 |
| 11,50 | 185,03 | 187,61 | 662,93 | 475,32 | 429,04 | 46,28 | 0,171 | 5,826 | 0,524 | 1,038 | 458,03 |
| 11,75 | 185,99 | 188,61 | 663,23 | 474,62 | 428,28 | 46,33 | 0,167 | 5,944 | 0,526 | 1,034 | 458,99 |
| **12,00** | 186,99 | 189,59 | 663,52 | 473,92 | 427,53 | 46,39 | 0,164 | 6,063 | 0,528 | 1,030 | 459,99 |
| 12,25 | 187,87 | 190,56 | 663,80 | 473,24 | 426,80 | 46,44 | 0,161 | 6,183 | 0,530 | 1,027 | 460,87 |
| 12,50 | 188,78 | 191,51 | 664,08 | 472,57 | 426,07 | 46,49 | 0,158 | 6,300 | 0,532 | 1,023 | 461,78 |
| 12,75 | 189,69 | 192,45 | 664,35 | 471,90 | 425,36 | 46,54 | 0,155 | 6,417 | 0,534 | 1,020 | 462,69 |
| **13,00** | 190,57 | 193,38 | 664,63 | 471,25 | 424,66 | 46,59 | 0,152 | 6,534 | 0,536 | 1,017 | 463,57 |
| 13,25 | 191,45 | 194,29 | 664,90 | 470,61 | 423,96 | 46,64 | 0,149 | 6,656 | 0,538 | 1,013 | 464,45 |
| 13,50 | 192,31 | 195,18 | 665,16 | 469,97 | 423,28 | 46,69 | 0,147 | 6,773 | 0,540 | 1,010 | 465,31 |
| 13,75 | 193,16 | 196,07 | 665,41 | 469,34 | 422,61 | 46,74 | 0,144 | 6,890 | 0,542 | 1,007 | 466,16 |
| **14,00** | 194,00 | 196,94 | 665,69 | 468,73 | 421,95 | 46,78 | 0,142 | 7,006 | 0,544 | 1,004 | 467,00 |
| 14,25 | 194,83 | 197,81 | 665,92 | 468,12 | 421,29 | 46,83 | 0,139 | 7,126 | 0,546 | 1,001 | 467,83 |
| 14,50 | 195,64 | 198,66 | 666,17 | 467,52 | 420,65 | 46,87 | 0,137 | 7,244 | 0,548 | 0,998 | 468,64 |
| 14,75 | 196,45 | 199,50 | 666,42 | 466,92 | 420,01 | 46,91 | 0,135 | 7,362 | 0,549 | 0,995 | 469,45 |
| **15,00** | 197,24 | 200,32 | 666,66 | 466,34 | 419.38 | 46,96 | 0,133 | 7,477 | 0,551 | 0,992 | 470,24 |
| 16,00 | 200,32 | 203,53 | 667,60 | 464,07 | 416,95 | 47,12 | 0,125 | 7,943 | 0,558 | 0,980 | 473,32 |
| 17,00 | 203,26 | 206,67 | 668,49 | 461,83 | 414,62 | 47,21 | 0,118 | 8,418 | 0,565 | 0,970 | 476,26 |
| 18,00 | 206,07 | 209,54 | 669,35 | 459,81 | 412,40 | 47,41 | 0,112 | 8,865 | 0,571 | 0,960 | 479,07 |
| 19,00 | 208,75 | 212,35 | 670,17 | 457,82 | 410,28 | 47,54 | 0,106 | 9,328 | 0,577 | 0,950 | 481,75 |
| **20,00** | 211,34 | 215,07 | 670,96 | 455,89 | 408,23 | 47,66 | 0,101 | 9,794 | 0,582 | 0,941 | 484,34 |

Nach Temperaturen von 0° bis 120° geordnete bezügliche Werte für den gesättigten Wasserdampf s. Tabelle auf S. 668.

### 2. Wassergehalt des feuchten Dampfes.

Der aus dem Kessel kommende gesättigte Wasserdampf ist gewöhnlich mit Wasser gemischt.

Sind in 1 kg eines solchen Gemisches $x$ kg trockener Dampf von der Flüssigkeitswärme $q$ und der Verdampfungswärme $r$, so erhält dieser Dampf eine Wärmemenge

$$q + r\,x.$$

Bringt man diesen Dampf in ein Gefäß mit $m$ kg kaltem Wasser, dessen Flüssigkeitswärme $q_0$ ist, so enthält dieses Wasser an Wärme $m\,q_0\,WE$. Nach der Mischung sind $(1+m)$ kg Wasser von der Flüssigkeitswärme $q_1$ vorhanden, — entsprechend einer Wärmemenge von $q_1\,(1+m)\,WE$. Geht während der Kondensation des Dampfes keine Wärme verloren, so muß

$$q_1\,(1+m) = m\,q_0 + q + r\,x$$

sein, woraus sich der spezifische Dampfgehalt $x$ im Anfangszustande berechnen läßt.

### 3. Zustandsänderungen einer Dampfmenge.

Der Zustand einer in einem Cylinder eingeschlossenen Dampfmenge ist bestimmt durch

das Volumen $v_1$ in cbm,
die (absolute) Spannung $p_1$ in kg/qcm,
die Temperatur $t_1$ in Graden $C$.

Geht das Dampfvolumen $v_1$ bei der Spannung $p_1$ durch Expansion in ein Volumen $v_2$ über, so erhält man dessen Spannung $p_2$ für $t_1 = t_2$, d. h. im Falle einer in beiden Zuständen gleichen Temperatur, nach dem Mariotteschen Gesetz aus

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

woraus folgt

$$v_1\,p_1 = v_2\,p_2 = \text{konst.}$$

Die Zustandskurve (Isotherme) ist eine gleichseitige Hyperbel, welche die Koordinatenachsen zu Asymptoten hat. Die Konstruktion dieser Kurve ergibt sich aus Fig. 540, worin die (anfängliche) Dampfspannung $p_a$ und die Endspannung der Expansion $p_e$ als Ordinaten, die zugehörigen Volumen $v_a$ und $v_e$ (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscissen durch die Kolbenwege $s_0 + s_1$ bezw. $s_0 + s$ ($s_0$ für den schädlichen Raum) dargestellt sind. (Der Beweis der Konstruktion liegt in der Ähnlichkeit der bezüglichen Dreiecke $o\,a\,b$ und $c\,d\,b$.)

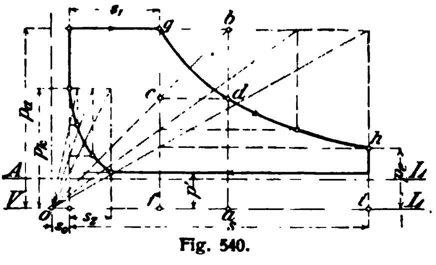


Fig. 540.

Es ist nach obigem Gesetz

$$p_e = p_a \frac{v_a}{v_e} = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 84$$

Während der Expansion des Dampfes wird aber Arbeit verrichtet, deren gleichwertige Wärmemenge zu ersetzen ist. Der expandierte Dampf muß daher Wärme abgeben, und es kann die Expansionslinie nur angenähert mit der Isotherme übereinstimmen. Während der Kompression wachsen dagegen die Spannungen und Temperaturen des Dampfes, weshalb die Kompressionslinie ebenfalls nur angenähert der Isotherme entsprechen kann. Der Verlauf der Kompressionslinie ergibt sich (für $v\,p =$ konst.) nach Fig. 540 in ähnlicher Weise wie diejenige der Expansionslinie, indem man aus der kleinen Anfangsspannung $p'$ den Enddruck der Kompression

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 85$$

rückwärts bestimmt.

Wird bei der Expansion oder Kompression des Dampfes diesem weder Wärme entzogen noch zugeführt, so heißt die betreffende Zustandsänderung adiabatisch. Für die Zustandskurve gilt in diesem Falle das sog. potenzierte Mariottesche Gesetz oder die Poissonsche Gleichung

$$p\,v^n = \text{konst.}$$

oder

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n \quad . . \quad 86$$

worin für die bei Dampfmaschinen gewöhnlich vorkommenden Druckgrenzen und sonstigen Verhältnisse nach Zeuner für $n$ ein Mittelwert, und zwar

$$n = 1{,}135,$$

gesetzt werden kann[1]).

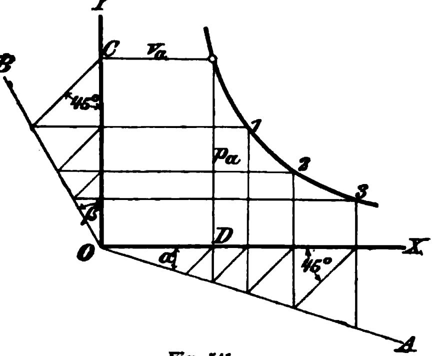



Fig. 541.

Zur Konstruktion der adiabatischen Kurve kann man sich nach Brauer des folgenden Verfahrens bedienen[2]).

Man zieht in Fig. 541 unter einem beliebigen Winkel $\alpha$ gegen die $X$-Achse geneigt den Strahl $O\,A$ und bestimmt den Winkel $Y\,O\,B = \beta$ aus der Gleichung

$$(1 + \operatorname{tg}\beta) = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n;$$

[1]) Der genaue Wert des Exponenten $n$ ist abhängig von dem spezifischen Dampfgehalt der aus Wasser und Dampf bestehenden Mischung im Anfangszustande. Zeuner gibt für die Bestimmung von $n$ die empirische Formel

$$n = 1{,}035 + 0{,}1\,x,$$

woraus z. B. für $x = 0{,}90$, d. h. für einen anfänglichen Wassergehalt der Mischung von 10%, folgt

$$n = 1{,}035 + 0{,}09 = 1{,}125.$$

[2]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 433.

alsdann zieht man von den dem gegebenen Anfangszustande $p_a v_a$ entsprechenden Punkten $D$ und $C$ abwechselnd senkrechte und unter 45° geneigte Linien zu den Koordinatenachsen in der aus Fig. 541 ersichtlichen Weise, so geben die Schnittpunkte 1, 2, 3 u. s. w. der zusammengehörigen Winkelrechten Punkte der verlangten Kurve. Je kleiner $\alpha$ gewählt wird, desto dichter rücken die Schnittpunkte aneinander — um so genauer wird also der Linienzug festgelegt (vergl. S. 579).

Die Arbeit (in mkg), welche der Dampf während der Expansion leistet, läßt sich ausdrücken durch die Fläche $fghi$ (Fig. 540), die zwischen der Expansionslinie und der Abscissenachse (Vakuumlinie) liegt.

Es kann dies dadurch geschehen, daß man diese Fläche, deren Begrenzungslinien $fg = y_0$ und $ih = y_{2n}$ senkrecht zu $fi$ stehen, in eine gerade Anzahl ($2n$) gleiche Teile zerlegt und in den Teilpunkten Ordinaten $y_1, y_2 \ldots . y_{2n-1}$ errichtet. Dann ist angenähert der Inhalt der Fläche $fghi$ nach der sog. Simpsonschen Regel

$$F = {}^1/_3 (y_0 + 4 y_1 + 2 y_2 + 4 y_3 + \ldots . 2 y_{2n-2} + 4 y_{2n-1} + y_{2n}).$$

Zur genaueren Bestimmung der Fläche $fghi$, also auch der Expansionsarbeit $L$, benutzt man die Gleichung

$$L = \int_{v_a}^{v_e} p\, dv \quad \ldots \ldots \ldots \quad 87$$

Für die Isotherme als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{v_a p_a}{v},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v},$$

oder integriert

$$L = p_a v_a (\ln v_e - \ln v_a) = p_a v_a \ln \frac{v_e}{v_a} = p_a v_a \ln \frac{1}{\varepsilon} =$$

$$2{,}3026\, p_a v_a \log \frac{p_a}{p_e} \text{ mkg} \quad \ldots \ldots \quad 88$$

wenn $\varepsilon$ das Verhältnis des Anfangsvolumen zum Endvolumen, d. i. das Füllungsverhältnis $\frac{v_a}{v_e}$, bezeichnet.

Für die Adiabate als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{p_a v_a^n}{v^n},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a^n \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v^n},$$

oder integriert

$$L = \frac{p_a v_a^n}{1-n}(v_e^{1-n} - v_a^{1-n}) = \frac{p_a v_a}{n-1}\left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e}\right)^{n-1}\right] =$$

$$\frac{p_a v_a}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \text{ mkg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 89$$

(Über den Wert von $n$ s. S. 595.)

## b) Überhitzter Wasserdampf.

Wird gesättigtem Wasserdampf, der von seiner Flüssigkeit getrennt ist, weitere Wärme zugeführt, so geht er, sobald das noch in ihm enthaltene Wasser verdampft ist, in den überhitzten Zustand über.

Für die adiabatische Expansion von überhitztem Wasserdampf kann man die entsprechende Formel für gesättigten Wasserdampf $p\,v^n =$ konst. benutzen mit

$$n = 1{,}333,$$

doch nur solange der Dampf im Zustand der Überhitzung ist, d. h. kein Übertritt in das Sättigungsgebiet stattfindet. Demnach wird die Expansionsarbeit bei adiabatischer Zustandsänderung nach Gl. 89

$$L = \frac{p_a v_a}{0{,}333}\left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e}\right)^{0{,}333}\right] = \frac{p_a v_a}{0{,}333}\left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{0{,}25}\right] \text{ mkg.}$$

Zur genaueren Darstellung des Verhaltens von überhitztem Wasserdampf kann die von Zeuner ermittelte Zustandsgleichung

$$p\,v = R\,T - C\,p^m \text{ mkg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 90$$

dienen, worin $T = 273 + t$ die absolute Temperatur des Dampfes bedeutet und der Exponent $m = 0{,}25$ zu nehmen ist. Die Konstanten $R$ und $C$ sind für die Spannungen $p$ in kg/qcm und das Volumen $v$ in cbm

$$R = 0{,}005\,09; \quad C = 0{,}1925.$$

Gl. 90 läßt sich auch schreiben

$$p\,v = R\left(T - \frac{C}{R}\,p^m\right)$$

und nach Einsetzung obiger Werte für die Konstanten

$$p\,v = 0{,}005\,09\,\left(T - 37{,}794\,75\sqrt[4]{p}\right) \text{ mkg.}$$

Bezeichnet $t_1$ die Temperatur des gesättigten, $t_1'$ die des überhitzten Dampfes, so pflegt man die Gesamtwärme des überhitzten Dampfes $\lambda'$ fast allgemein zu setzen

$$\lambda' = 606{,}5 + 0{,}305\,t_1 + 0{,}48\,(t_1' - t_1).$$

Die beiden ersten Glieder dieser Gleichung stellen die Flüssigkeits- und Verdampfungswärme (vergl. S. 590), das letzte Glied mit dem Werte $c_p = 0{,}48$ für die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) die Überhitzungswärme dar[1].

---

[1] Der Wert $c_p = 0{,}48$ soll nach C. v. Bach (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 729) für stark überhitzten Dampf zu niedrig sein (vergl. in bezug hierauf auch die neueren Untersuchungen von Grießmann und von Weyrauch in der Z. d. V. d. I. 1903 S. 1852 bezw. 1904 S. 24).

Versuche, die im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure zur genauen Ermittelung des Wertes $c_p$ für die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes angestellt wurden, sind noch nicht als abgeschlossen zu betrachten.

### c) Carnotscher Kreisprozefs.

Unter Kreisprozeß im allgemeinen versteht man eine Reihenfolge von Druck- und Volumenveränderungen eines Gases, bei der demselben derart Wärme zugeführt und entzogen wird, daß der Endzustand des Gases gleich dem Anfangszustande ist. Die Spannungskurven eines Kreisprozesses bilden also einen in sich zurückkehrenden Linienzug, dessen Teilstrecken jedoch verschieden verlaufen können. Bei dem Carnotschen Kreisprozeß setzen sich die Spannungskurven aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten zusammen. Dieser Kreisprozeß ist „vollkommen“, weil er für eine gegebene Temperaturgrenze die theoretisch günstigste Wärmeausnutzung, also den höchsten thermischen Wirkungsgrad, ermöglicht; er eignet sich insbesondere zur Erläuterung der Gesetze, nach denen in den Dampfmaschinen die Umsetzung der Wärme des Dampfes in mechanische Arbeit erfolgt.

Dehnt sich ein in einem Cylinder eingeschlossenes Dampfvolumen von $v_1$ cbm, $p_1$ kg/qm Druck und $T^0$ absoluter Temperatur zufolge der Vorwärtsbewegung des Kolbens aus der Anfangsstellung 1 (Fig. 542) isothermisch bis zum Punkte 2 aus, so muß, um die Temperatur $T$ unverändert zu erhalten, eine Wärmemenge $Q'$ zugeführt werden. Von Punkt 1 bis Punkt 2 ist die Dampfspannung von $p_1$ auf $p_2$ kg/qm gefallen; an äußerer Arbeit wurde nach Gl. 88 $L'$ mkg geleistet, welche dem Flächenstreifen $F' = 1\,2\,II\,I$ entspricht.

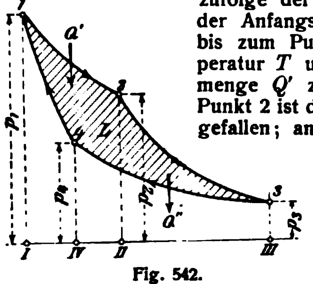


Fig. 542.

Die zwischen 1 und 2 zugeführte Wärmemenge ist also

$$Q' = A\,L' = A\,F'\,W\,E,$$

wenn $A$ das mechanische Wärmeäquivalent bedeutet.

Von Punkt 2 bis Punkt 3 verlaufe die Ausdehnung adiabatisch; dann wird die Temperatur des Dampfes von $T^0$ auf $T_0^0$, die Spannung desselben von $p_2$ auf $p_3$ kg/qm sinken und nach Gl. 89 eine äußere Arbeit $L_1$ geleistet, die dem Flächenstreifen $F_1 = 2\,3\,III\,II$ entspricht. Die dem Dampfe entzogene Wärmemenge beträgt daher

$$U_1 = A\,L_1 = A\,F_1\,W\,E.$$

Die zwischen Punkt 1 und 2 zugeführte Wärmemenge $Q'$ hat also während des Ausdehnungshubes insgesamt $L' + L_1$ mkg Arbeit geleistet, die in der Fläche $1\,2\,3\,III\,I$ dargestellt ist.

Bei der Rückwärtsbewegung des Kolbens werde der Dampf bis zum Punkte 4 isothermisch zusammengedrückt; es muß dann eine Wärmemenge $Q''$ nach außen abgeleitet werden, um, trotz der Spannungszunahme von $p_3$ auf $p_4$ kg/qm, die Temperatur $T_0$ unverändert zu erhalten.

Die Verdichtungsarbeit $L''$ berechnet sich nach Gl. 88; ihr entspricht die Diagrammfläche $F''' = 3\,III\,IV\,4$, deren Wärmebetrag

$$Q'' = A\,L'' = A\,F''\,W\,E$$

ist.

Vollzieht sich von Punkt 4 an die Verdichtung wieder adiabatisch, so wird bei entsprechender Wahl des Punktes 4 bezw. des Volumens $v_4$

im inneren Totpunkte 1 des Kolbens die anfängliche Spannung und Temperatur des Dampfes $p_1$ bezw. $T$ wieder erreicht. Die zwischen Punkt 4 und 1 verbrauchte Arbeit $L_2$ bestimmt Gl. 89; ihre Fläche im Diagramm ist $F_2 = 4\,IV\,I\,1$ und die erzeugte innere (Verdichtungs-) Wärme

$$U_2 = A\,L_2 = A\,F_2\,WE.$$

Die schraffierte Fläche $1\,2\,3\,4 = F$ gibt die durch diesen „vollkommenen“ Kreisprozeß gewonnene äußere Wärmearbeit

$$L = L' + L_1 - L'' - L_2 \text{ mkg} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{91}$$

an; sie entspricht dem Unterschiede zwischen der zugeführten Wärmemenge $Q'$ und der abgeführten Wärmemenge $Q''$

$$L = \frac{Q' - Q''}{A} = \frac{Q}{A},$$

wofür, da in Gl. 91 die Glieder $L_1$ und $L_2$ der inneren Arbeit gleich groß sind, auch gesetzt werden kann

$$L = L' - L''.$$

Nun ist nach Gl. 88

$$L' = 2{,}3026\,p_2\,v_2 \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2{,}3026\,p_3\,v_3 \log \frac{v_3}{v_4},$$

oder, da nach dem vereinigten Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze (vergl. S. 575)

$$\frac{v_2\,p_2}{T} = \frac{v_3\,p_3}{T_0} = R \text{ (für Wasserdampf} \backsim 47),$$

auch

$$L' = 2{,}3026\,R\,T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2{,}3026\,R\,T_0 \log \frac{v_3}{v_4},$$

somit

$$L = 2{,}3026\,R\,T \log \frac{v_2}{v_1} - 2{,}3026\,R\,T_0 \log \frac{v_3}{v_4}.$$

Da für die adiabatischen Veränderungen $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$ ist, folgt ferner

$$L = 2{,}3026\,R\,(T - T_0) \log \frac{v_2}{v_1} = 2{,}3026\,R\,T\,\frac{T - T_0}{T} \log \frac{v_2}{v_1}.$$

Hierin entspricht das Glied

$$2{,}3026\,R\,T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ der Wärmearbeit } \frac{Q'}{A},$$

nach deren Einführung sich endlich ergibt

$$L = \frac{Q'}{A}\,\frac{T - T_0}{T} = \frac{Q'}{A}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{92}$$

oder in Worten: Die theoretische Wärmearbeit $L$ des vollkommenen (Carnotschen) Kreisprozessess hängt außer von der zugeführten Wärmemenge $Q'$ von dem Verhältnis $\frac{T_0}{T}$ der Grenztemperaturen ab. Je kleiner dieses Verhältnis, d. h. je kleiner $T_0$ im Verhältnis zu $T$ ist, um so mehr wird von der zugeführten Wärmemenge nutzbar gemacht.

Um eine große Wärmeausnutzung zu erzielen, soll daher der Dampf mit einer möglichst hohen Temperatur in den Cylinder eintreten und diesen mit einer möglichst niedrigen Temperatur verlasssen!

Man nennt den beschriebenen Arbeitsvorgang auch „umkehrbar“, weil die einzelnen Zustandsänderungen in umgekehrter Reihenfolge, also z. B. mit der Verdichtung beginnend, zu dem gleichen Endergebnis führen würden (s. unter „Der Kreisprozeß der Verbrennungsmotoren“).

Der thermische Wirkungsgrad $\eta_t$ des Carnotschen Kreisprozesses gibt das Verhältnis der in äußere bezw. nutzbare Arbeit umgesetzten Wärme zu der insgesamt zugeführten (verbrauchten) Wärmemenge an. Ist wieder $Q'$ die zugeführte, $Q''$ die abgeführte und $Q' - Q'' = Q$ die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge, so folgt mit Benutzung der Gl. 92

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{Q}{Q'} = \frac{A\,L}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad . \quad . \quad 93$$

Aus der Ableitung dieser Gleichung ergibt sich, daß für den vollkommenen Kreisprozeß die Beziehung besteht

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{T}{T_0} \text{ also auch } \frac{Q'}{T} = \frac{Q''}{T_0},$$

d. h. in Worten: „In einem vollkommenen Kreisprozesse sind die zugeführten und abgeführten Wärmegewichte $\frac{Q}{T}$ einander gleich.“

## d) Wärmediagramm.

Gibt man der Gl. 92 (S. 599) die Form

$$Q = A\,L = \frac{Q'}{T}(T - T_0),$$

worin — nach Zeuner — $\frac{Q'}{T}$ das Wärmegewicht und ferner $T - T_0$ das Temperaturgefälle bedeutet, so läßt sich auch aussprechen: In einem vollkommenen Kreisprozeß ist die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge $Q$ gleich dem Produkt aus Wärmegewicht und Temperaturgefälle.

Nun ist, da $Q'$ die zugeführte, $Q''$ die abgeleitete Wärme bedeutet — beide Größen somit entgegengesetzte Vorzeichen haben

$$\frac{Q'}{T} + \frac{Q''}{T_0} = o.$$

Denkt man sich den Carnotschen Kreisprozeß in eine unendliche Anzahl kleiner Prozesse zerlegt, so gibt auch für die Gesamtheit der Elementar-Prozesse

$$\Sigma \frac{Q}{T} = o \text{ oder} \int \frac{d\,Q}{T} = o.$$

Der Ausdruck $\int \frac{d\,Q}{T}$ wird — nach Clausius — die Entropie des Dampfes genannt. Dieselbe bleibt in einem geschlossenen Kreisprozeß unverändert, d. h. sie kehrt genau so wie Druck, Temperatur

und Volumen des Dampfes zu jenem Werte zurück, den sie beim Beginne des Kreisprozesses hatte.

Trägt man die Entropie $\int \frac{dQ}{T}$ eines Körpers und seine absolute Temperatur $T$ als rechtwinklige Koordinaten auf, so erhält man das sog. Wärmediagramm, welches eines der wichtigsten Hilfsmittel zur Darstellung der Vorgänge in den Wärmekraftmaschinen bildet.

Die Entropie des gesättigten (trockenen) Dampfes von der Gesamtwärme $\lambda = q + r$ (vergl. S. 590) setzt sich aus zwei verschiedenen Teilen zusammen. Der erste Teil ist die Summe aller elementaren Wärmegewichte $\frac{dq}{T}$, die während der Erwärmung der Flüssigkeit bei veränderlicher (zunehmender) Temperatur mitgeteilt werden, und ist also $= \int \frac{dq}{T}$. Der zweite Teil ist die Summe aller elementaren Wärmegewichte $\frac{dr}{T}$, die während der Verdampfung bei gleichbleibender Temperatur mitgeteilt werden, und ist also $= \frac{1}{T} \int dr = \frac{r}{T}$. Die Entropie des gesättigten (trockenen) Dampfes ist daher

$$\int \frac{dQ}{T} = \int \frac{dq}{T} + \frac{r}{T} = \int \frac{c\,dt}{T} + \frac{r}{T} = \sigma + \frac{r}{T} \quad . \; . \quad 94$$

Hiermit lassen sich entropische Kurven des trockenen Dampfes mit Benutzung der in den drei letzten Spalten der Tabelle für gesättigten Wasserdampf (S. 591 bis 593) enthaltenen Werte $\sigma = \int \frac{c\,dt}{T}$[1], $\frac{r}{T}$ und $T$ aufzeichnen. Die zwischen Zustandslinie, Entropieachse (Abscissenachse) und Endordinaten liegenden Flächen stellen die der Flüssigkeit zugeführte Wärme $Q'$ dar.

Das Wärmediagramm einer vollkommenen Dampfmaschine, d. h. einer solchen Maschine, in der der Dampf einen Carnotschen Prozeß vollführt, ist ein Rechteck (Fig. 543), dessen Seiten — nach früherem sind es zwei Isothermen und zwei Adiabaten — den Koordinatenachsen parallel sind.

Die Fläche $abfe$ stellt die aufgenommene Wärme $Q'$, die Fläche $cdfe$ die abgegebene Wärme $Q''$ dar, so daß die in Arbeit umgesetzte Wärme $Q = Q' - Q''$ (in $WE$ gemessen) durch die schraffierte Fläche $abdc$ gegeben ist.

Der Wirkungsgrad des Carnotschen Kreisprozesses ist nach Gl. 93

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T}.$$

---

[1] Mit $c = 1 + 0{,}000\,04\, t + 0{,}000\,000\,9\, t^2$ (vergl. S. 589) und $T = 273 + t$ bestimmt sich das obige Integral

$$\int \frac{c\,dt}{T} = 2{,}431\,889\,3 \log T - 0{,}000\,205\,7\, t - 0{,}000\,000\,45\, t^2 - 5{,}924\,478.$$

In dem einer idealen (jedoch ohne Kompression arbeitenden) Dampfmaschine zugrunde liegenden Kreisprozeß dehnt sich der mit der Temperatur $T$ in den Cylinder tretende Dampf in diesem adiabatisch aus, bis seine Temperatur auf $T_0$ gesunken ist. (Man nennt eine so weit getriebene Expansion eine „vollständige".) Darauf wird der Dampf bei der Temperatur $T_0$ isothermisch kondensiert und sodann als Wasser in den Kessel zurückgeführt.

Um das Wärmediagramm dieses Kreisprozesses zu erhalten, verfolgen wir 1 kg Wasser von der Temperatur $T_0$ von dem Augenblicke $a$ (Fig. 544) an, wo es im Kessel erhitzt wird. Hierdurch ändert sich sein Zustand auf der Kurve $a\,b$ (linke oder untere Grenzkurve) bis zum Punkte $b$ derselben, in dem die Dampfbildung beginnt. $b\,c$ entspricht der Änderung der Entropie des Wassers während der Verdampfung bei konstanter Temperatur $T$. Durch die adiabatische Ausdehnung ändert sich der Zustand längs der

Fig. 543.

Fig. 544

— wie alle Adiabaten — parallel zur Temperaturachse liegenden Geraden $c\,d$. Ist der Dampf in $d$ auf die Temperatur $T_0$ gesunken, so wird er im Kondensator gekühlt. Längs der parallel zur Entropieachse liegenden Geraden $d\,a$ findet sodann Kondensation statt, und im Punkte $a$ derselben ist der Kreisprozeß beendet.

Die Fläche $g\,a\,b\,f$ stellt die während der Erhitzung des Speisewassers im Kessel, die Fläche $f\,b\,c\,e$ die während der Verdampfung aufgenommene Wärme dar. Die abgegebene Wärme ist durch die Fläche $e\,d\,a\,g$ bestimmt, so daß die geleistete Arbeit der schraffierten Fläche $a\,b\,c\,d\,a$ entspricht.

Eine nach dem Carnotschen Kreisprozeß arbeitende Maschine würde das Diagramm $h\,b\,c\,d$ ergeben; die vorliegende Maschine gibt eine um die Fläche $a\,b\,h$ größere Leistung. Diese Fläche ist jedoch durch eine Wärmemenge gewonnen worden, die außer Verhältnis zur erzielten Leistung steht.

Der thermische Wirkungsgrad der idealen Dampfmaschine ist daher geringer als der des Carnotschen Prozesses.

In der wirklichen Dampfmaschine läßt man aus wirtschaftlichen Gründen u. s. w. den Dampf nicht bis auf die Temperatur des Kon-

densators expandieren, sondern bricht die Expansion schon ab, ehe der Dampf diese Temperatur — im Mittel etwa 40° C. — erreicht hat. (Man nennt die verkürzte Expansion eine „unvollständige".)

Aus dem Schaubilde (Fig. 545) sind für die Anfangstemperaturen $T - 273 = 210^0, 200^0, 180^0, 160^0, 140^0$ die Wirkungsgrade $\eta_t$, $\eta_t'$ und $\eta_t''$ des Carnotschen und des Dampfmaschinenprozesses mit vollständiger und unvollständiger Expansion des Arbeitsdampfes für verschiedene Kondensatorspannungen ($t_k$) zu entnehmen (vergl. Schreber, „Die Kraftmaschinen", Leipzig 1903, B. G. Teubner).

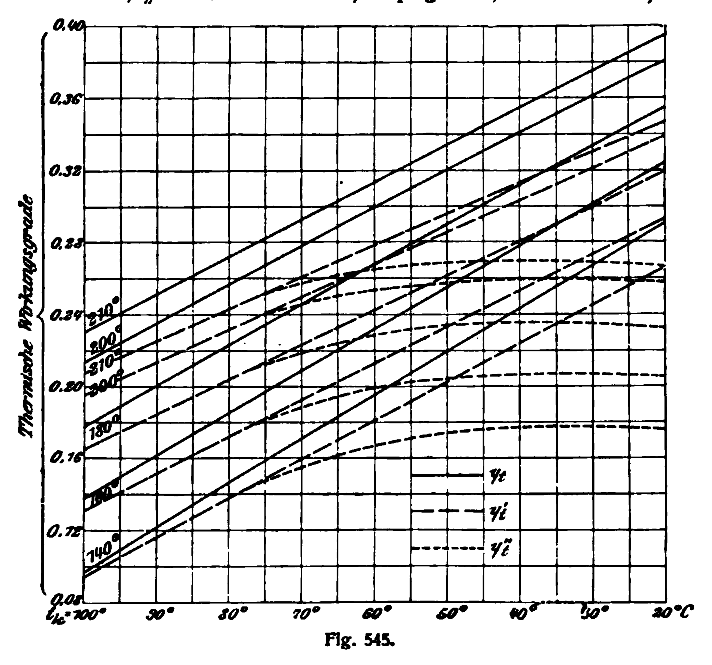



Fig. 545.

Man sieht, daß die Kurven der unvollständigen Expansion mit abnehmender Kondensatorspannung nur wenig steigen.

Da bei der wirklichen Dampfmaschine das Speisewasser fast stets eine andere (niedrigere) Temperatur als der Kondensator hat, lassen sich geschlossene Prozesse in der Praxis zumeist nicht erzielen.

Bei einem Vergleiche der Leistung einer wirklichen Maschine mit jener der idealen Maschine sind außer den bereits genannten Verlusten infolge der unvollständigen Expansion sowie denjenigen, die sich aus dem Unterschiede der Kondensatorspannung und der der niedrigeren Temperatur des Speisewassers entsprechenden Spannung ergeben, noch weitere Verlustquellen — Drosselung während der Ein- und Ausströmung, Verluste infolge des schädlichen Raumes, Kondensation des

Dampfes während der Admission und Kompression, verbunden mit Wiederverdampfung während der Expansion und Ausströmung, hervorgerufen durch den Einfluß der metallenen Wände des Cylinders und Kolbens, direkte Dampfverluste durch Undichtheiten und andere — in Betracht zu ziehen.

Diese gesamten Verluste haben zur Folge, daß der thermische Wirkungsgrad einer wirklichen Dampfmaschine noch kleiner als der Wirkungsgrad einer vollkommenen, jedoch zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitenden Maschine ist.

Die Entropie des bis zu einer Temperatur $T'$ überhitzten Dampfes erhält man aus dem Ausdrucke der Entropie gesättigten Dampfes (Gl. 94) durch Hinzufügung eines Summanden von der Form $c_p \ln \frac{T'}{T}$, worin $c_p =$ 0,48 die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) bedeutet (vergl. Fußnote auf S. 597).

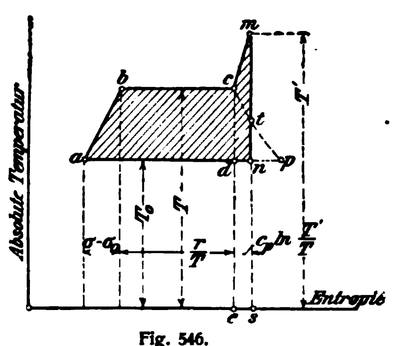


Fig. 546.

Es ist somit die Entropie des überhitzten Dampfes

$$\sigma + \frac{r}{T} + 0{,}48 \ln \frac{T'}{T}.$$

In dem Wärmediagramm (Fig. 546) zeigt die Linie $cm$ die Vermehrung der Entropie infolge der Überhitzung, gerechnet für verschiedene Werte von $T'$.

Nach erfolgter Überhitzung bis zu einem bestimmten Betrage wird der Kreisprozeß durch die adiabatische Expansion $mn$ bis herab auf die Temperatur $T_0$ und darauffolgende Kondensation $na$ geschlossen.

Infolge der Überhitzung ist die geleistete Arbeit um die Fläche $dcmn$, die aufgenommene Wärme um diejenige $ecms$ vermehrt worden. Die zusätzliche Wärme ist im Verhältnis zur ganzen aufgenommenen Wärme zu gering, um eine wesentliche Erhöhung des Wirkungsgrades hervorbringen zu können. Es wird jedoch infolge der Überhitzung des Dampfes eine Kondensation desselben bei Berührung mit den Cylinderwandungen u. s. w. verhindert, was für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes einer Dampfmaschinenanlage von größter Bedeutung ist.

Wenn man bei verschiedenen Drücken die Zustandsänderungen in Fig. 546 einträgt, so erhält man von der Kurve $ab$ aus zur Entropieachse parallele Geraden, deren jeweilige Länge gleich dem dem betreffenden Drucke entsprechenden Werte von $\frac{r}{T}$ ist. Verbindet man die Endpunkte dieser Geraden, so erhält man eine Kurve $cp$ (rechte oder obere Grenzkurve), die das Gebiet der gesättigten Dämpfe von dem rechts von ihr liegenden Gebiet der überhitzten Dämpfe trennt. Der Schnittpunkt $t$ dieser Kurve mit der Adiabate $mn$ gibt jenes Stadium der Expansion an, in dem der Dampf aufhört überhitzt

zu sein. In diesem Punkte $t$ ist der Dampf trocken und gesättigt; mit fortschreitender Expansion wird derselbe feucht, und mit Ende der Expansion beträgt der kondensierte Teil $\frac{np}{ap}$ des ganzen Dampfes.

Diejenige Temperatur $T'$, auf welche der Dampf überhitzt werden muß, damit er nach adiabatischer Expansion wieder in den gesättigten Zustand übergeht, erhält man in der Ordinate des Schnittpunktes der Senkrechten im Endpunkte $p$ der Kurve $cp$ mit der Verlängerung der Kurve $cm$.

Das Wärmediagramm kann hiernach auch zur Bestimmung der Trockenheit des Dampfes in irgend einem Stadium der adiabatischen Expansion dienen.

## B. Berechnung der Dampfmaschinen.

### a) Analytische Berechnung[1].

Bezeichnet

$N_i$ die indizierte und $N_n$ die effektive Leistung (Nutzleistung) in Pferdestärken ($PS_i$ bezw. $PS_n$),

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ den Wirkungsgrad,

$p_0$ die absolute Kesselspannung in atm,

$p$ die mittlere absolute Einströmungsspannung in atm,

$p'$ die mittlere absolute Ausströmungsspannung in atm,

$p_i$ die indizierte Spannung in atm,

$d$ den Cylinderdurchmesser in m,

$F$ die wirksame Kolbenfläche in qm,

$s$ den Kolbenhub in m,

$r = 0,5\,s$ den Kurbelhalbmesser in m,

$s_1$ den Kolbenweg bis zur Absperrung in m,

mithin

$\varepsilon = s_1 : s$ das Füllungsverhältnis (die Füllung), bei den Mehrcylindermaschinen bezogen auf den Niederdruckcylinder (sog. reduzierte Füllung),

$m$ den Koeffizienten für den schädlichen Raum, so daß dessen Größe $F s_0 = m F s$ (in cbm) ist,

$n$ die minutliche Umdrehungszahl,

$c$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,

so gilt zur vorläufigen Ausmittelung für eine herzustellende Dampfmaschine von bestimmter Leistung

$$N_n = \eta\, N_i = \frac{10\,000}{75}\,\eta\, p_i\, F c.$$

---

[1]) Vergl. Jos. Hrabák: „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“, 3. Aufl. Berlin, Julius Springer.

### 1. Eincylindermaschinen.

Mit Benutzung des Gesetzes $p\,v =$ konst. ergibt sich bei Vernachlässigung der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung des Dampfes die **mittlere indizierte Spannung** zu

$$p\left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m\right)\ln\frac{1+m}{\frac{s_1}{s}+m}\right] - p'.$$

Unter Berücksichtigung der genannten Vorgänge bei der Dampfverteilung im Cylinder läßt sich die indizierte Spannung ausdrücken durch

$$p_i = f\,p - f'\,p',$$

worin $f = \left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m\right)\ln\frac{1+m}{\frac{s_1}{s}+m}\right] k$ und $f'$ die **Spannungskoeffizienten** für $p$ und $p'$ bedeuten.

Es ist $k$ ein Koeffizient, der mit Rücksicht auf die Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung des Dampfes sowie anderer etwaiger Abweichungen von der für die Berechnung zugrunde gelegten Dampfverteilung zu wählen ist, wohingegen $f'$ von der Größe der Kompression abhängig ist.

Bezeichnen $s_2 : s$, $s_3 : s$ und $s_4 : s$ die relativen Kolbenwege bei Beginn der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung, und berücksichtigt man ferner die Größe der Droßlung $\vartheta$ in dem Sinne, daß für die Einströmung bei der mittleren Spannung $p$

die Dampf-Anfangsspannung $= (1 + \vartheta)\,p$,
die Dampf-Endspannung $= (1 - \vartheta)\,p$

beträgt, so ist allgemein nach **Hrabák**

$$f = \frac{s_1}{s} + (1-\vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\ln\frac{\frac{s_2}{s}+m}{\frac{s_1}{s}+m} + 0{,}5\,(1-\vartheta)\frac{\frac{s_1}{s}+m}{\frac{s_2}{s}+m}\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) - 0{,}5\,(1+\vartheta)\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 95$$

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1{,}1\left(1 - \frac{s_3}{s} + m\right)\ln\frac{1-\frac{s_3}{s}+m}{1-\frac{s_4}{s}+m} + 0{,}55\,\frac{1-\frac{s_3}{s}+m}{1-\frac{s_4}{s}+m}\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) - 0{,}5\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 96$$

Im Mittel kann bei Maschinen mit Expansionssteuerung $s_2 : s = 0{,}96$, $s_3 : s = 0{,}94$ und $s_4 : s = 0{,}998$ gesetzt werden. Damit ergeben sich zunächst die Werte von $f'$ in Gl. 96 als von der Größe $m$ (des schädlichen Raumes) allein abhängig; es wird z. B. für $m = 0{,}05 : f' = 1{,}013$, für $m = 0{,}025 : f' = 1{,}031$.

Aus Gl. 95 folgt für alle Eincylindermaschinen (ausgenommen die mit Kulissensteuerung)

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\left\{\ln \frac{0{,}96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0{,}02}{0{,}96 + m}\right\} - 0{,}001\,(1 + \vartheta).$$

Hiernach sind für mäßige und starke Droßlung — $\vartheta = 0{,}05$ bezw. 0,20 — und für den Koeffizienten $m = 0{,}025, 0{,}035$ und 0,05 (des schädlichen Raumes) die den Füllungen $\frac{s_1}{s} = 0{,}8$ bis 0,05 entsprechenden Werte von $f$ und $f'$ der mit Auspuff oder Kondensation arbeitenden Eincylindermaschinen berechnet und in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt worden.

Werte der Spannungskoeffizienten $f$ und $f'$ zur Ermittelung der indizierten Spannung $p_i = fp - f'p'$ für Eincylindermaschinen.

| Füllung $\frac{s_1}{s}$ | Werte des Spannungskoeffizienten $f$ für | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $m = 0{,}05$ | | $m = 0{,}035$ | | $m = 0{,}025$ | |
| | $\vartheta = 0{,}05$ | $\vartheta = 0{,}20$ | $\vartheta = 0{,}05$ | $\vartheta = 0{,}20$ | $\vartheta = 0{,}05$ | $\vartheta = 0{,}20$ |
| 0,8 | 0,945 | 0,929 | 0,954 | 0,929 | 0,954 | 0,929 |
| 0,7 | 0,925 | 0,889 | 0,924 | 0,889 | 0,924 | 0,888 |
| 0,6 | 0,883 | 0,838 | 0,882 | 0,837 | 0,881 | 0,836 |
| 0,5 | 0,827 | 0,775 | 0,825 | 0,773 | 0,823 | 0,772 |
| 0,4 | 0,753 | 0,697 | 0,749 | 0,694 | 0,747 | 0,692 |
| 0,333 | 0,692 | 0,635 | 0,687 | 0,631 | 0,683 | 0,628 |
| 0,3 | 0,658 | 0,601 | 0,652 | 0,596 | 0,648 | 0,592 |
| 0,25 | 0,600 | 0,545 | 0,593 | 0,539 | 0,588 | 0,534 |
| 0,20 | 0,535 | 0,482 | 0,526 | 0,474 | 0,519 | 0,468 |
| 0,15 | 0,460 | 0,411 | 0,448 | 0,401 | 0,430 | 0,394 |
| 0,125 | 0,418 | 0,372 | 0,405 | 0,360 | 0,394 | 0,352 |
| 0,10 | 0,373 | 0,330 | 0,358 | 0.317 | 0,346 | 0,307 |
| 0,07 | 0,314 | 0,275 | 0,295 | 0,259 | 0,282 | 0,248 |
| 0,05 | 0,270 | 0,235 | 0,249 | 0,217 | 0,234 | 0,205 |
| | $f' = 1{,}013$ | | $f' = 1{,}024$ | | $f' = 1{,}031$ | |

Für Auspuffmaschinen kann $p' = 1{,}13$, für Kondensationsmaschinen $p' = 0{,}21$ kg/qcm gesetzt werden.

Die in der Tabelle enthaltenen Werte von $f$ gelten für Dampfhemdmaschinen, bei denen, da die Erwärmung des expandierten Dampfes von außen der inneren Abkühlung nahezu das Gleichgewicht hält, das einfache Mariottesche Gesetz als gültig angenommen werden kann. Bei den Maschinen ohne Hemd wird zur Berechnung ihrer (kleineren) Dampfwirkung zwar von demselben Gesetz Gebrauch gemacht, jedoch eine entsprechend kleinere (als die wirkliche) Dampfmenge als expandierend angenommen, indem ein entsprechend kleinerer Wert von $m$ für den schädlichen Raum in Rechnung gebracht wird, während gleich-

zeitig bei den Dampfhemdmaschinen auch eine geringere Droßlung ($\vartheta$) anzunehmen ist als bei den Maschinen ohne Hemd.

Der in Betracht gezogene, einer mäßigen Droßlung entsprechende Wert von $\vartheta = 0{,}05$ kommt bei den verschiedenen Maschinengattungen vor, ohne daß man eine eigentliche (namhafte) Droßlung beabsichtigen würde.

Bei ansehnlicher Kompression des Vorderdampfes ist der Spannungskoeffizient $f'$ mit Einsetzung des gewählten Verhältnisses $s_3 : s$ aus Gl. 96 zu ermitteln. (Die Werte $s_2 : s = 0{,}96$ und $s_4 : s = 0{,}998$ können beibehalten werden.)

Ist die Einströmungsspannung $p$ nicht bekannt, sondern die Kesselspannung $p_0$ gegeben, so ist für die Berechnung ungefähr

$p = 0{,}87\, p_0 - z$ für Maschinen mit Drosselregulierung
$p = 0{,}92$ bis $0{,}95\, p_0 - z$ für solche mit vom Regulator beherrschter Steuerung

zu nehmen, wenn $z$ den Druckverlust in der Dampfleitung bezeichnet. Derselbe kann nach Gutermuth

$$z = \frac{15}{10^8} \gamma \frac{l}{d} w^2$$

gesetzt werden; hierin bedeutet

$\gamma$ das Gewicht des Dampfes in kg/cbm bei der in der Leitung herrschenden, mittleren absoluten Spannung $p$ in kg/qcm (s. Tabellle S. 591 u. f.),
$l$ die Länge und $d$ den lichten Durchmesser der Leitung in $m$,
$w$ die mittlere Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Bei kurzen Leitungen mit genügender Weite und Dampfkesseln mit großem Wasserinhalte wird $z$ gewöhnlich 0,25 atm nicht überschreiten.

### 2. Zweicylindermaschinen.

Die Leistung einer Zweicylinder-(Woolf- oder Verbund-)Maschine ist theoretisch gleich derjenigen einer Eincylindermaschine mit den Abmessungen des Niederdruckcylinders und einem Expansionsverhältnis gleich dem Gesamtexpansionsverhältnis der Zweicylindermaschine.

Es läßt sich bei letzterer, sobald das Inhaltverhältnis $v:V$ der beiden Cylinder festgestellt ist, die sogenannte reduzierte, d. h. die auf den Niederdruckcylinder bezogene indizierte Spannung $p_i$ in gleicher Weise wie bei der Eincylindermaschine ausdrücken durch

$$p_i = f\,p - f'\,p',$$

worin $p$ die mittlere Einströmungsspannung im Hochdruckcylinder, $p'$ die mittlere Ausströmungspannung im Niederdruckcylinder bezeichnet.

Für die verschiedenen Werte $v:V$ gestaltet sich die Größe des ideellen Spannungskoeffizienten $f$ verschieden. Es ist außerdem die Größe von $f$ noch davon abhängig, ob die Maschine ohne oder mit (geheiztem) Aufnehmer (Receiver) arbeitet.

In der nachstehenden Tabelle sind die Werte der Spannungskoeffizienten $f$ unter Annahme eines schädlichen Raumes des Expansionscylinders von (höchstens) $m = 0{,}03$ zusammengestellt.

Werte der Spannungskoeffizienten $f$ für Zweicylindermaschinen mit Doppelsteuerung und mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.

| Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Maschinen ohne (geheizten) Aufnehmer | | | | Aufnehmermaschinen (mit Heizung auch des Niederdruckcylinders) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Ungefähres Verhältnis $v:V$ der Cylinderinhalte | | | | | | | | |
| | **0,40** | **0,333** | **0,29** | **0,25** | **0,55** | **0,50** | **0,45** | **0,40** | **0,333** |
| | Werte von $f$ | | | | | | | | |
| **0,25** | 0,548 | 0,543 | 0,534 | 0,524 | 0,576 | 0,572 | 0,568 | 0,563 | 0,560 |
| **0,20** | 0,484 | 0,479 | 0,472 | 0,464 | 0,512 | 0,507 | 0,503 | 0,499 | 0,495 |
| **0,15** | 0,408 | 0,404 | 0,398 | 0,391 | 0,437 | 0,432 | 0,428 | 0,424 | 0,420 |
| **0,125** | 0,365 | 0,361 | 0,356 | 0,350 | 0,395 | 0,390 | 0,386 | 0,382 | 0,377 |
| **0,10** | 0,318 | 0,314 | 0,309 | 0,304 | 0,349 | 0,344 | 0,340 | 0,335 | 0,330 |
| **0,07** | 0,254 | 0,250 | 0,245 | 0,241 | 0,288 | 0,283 | 0,278 | 0,273 | 0,267 |
| **0,05** | 0,205 | 0,201 | 0,197 | 0,193 | 0,242 | 0,237 | 0,232 | 0,227 | 0,220 |
| **0,04** | 0,179 | 0,175 | 0,171 | 0,167 | 0,218 | 0,213 | 0,207 | 0,202 | 0,195 |

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen ist $p' = 1{,}13$ und ohne namhafte Kompression $f' = 1{,}024$; bei der Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung ist $f'$ nicht viel größer.

Bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen ist $p' = 0{,}21$ und ohne (namhafte) Kompression $f' = 1{,}024$, demnach $f'p' = 0{,}22$; bei erheblicher Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung kann im Mittel genommen werden

| für $p =$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $f' =$ | 1,34 | 1,47 | 1,60 | 1,72 | 1,82 | 1,91 | 1,96 |

Das Inhaltverhältnis $v:V$ der Kondensationsmaschinen kann unter der Annahme nahezu gleicher Arbeitsverteilung auf beide Cylinder, wenn man den Aufnehmerinhalt $r = v$ macht, etwa gewählt werden:

| Für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung $p_e = 0{,}6$ atm | | | | $p_e = 0{,}4$ atm | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Einström-spannung $p$ atm | Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Verbund-maschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$ | Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$ | Einström-spannung $p$ atm | Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Verbund-maschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$ | Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$ |
| 4 | **0,15** | 0,67 | 0,47 | 4 | **0,10** | 0,50 | 0,35 |
| 5 | **0,12** | 0,62 | 0,41 | 5 | **0,08** | 0,46 | 0,31 |
| 6 | **0,10** | 0,56 | 0,37 | 6 | **0,067** | 0,42 | 0,28 |
| 7 | **0,086** | 0,53 | 0,34 | 7 | **0,057** | 0,40 | 0,26 |
| 8 | **0,075** | 0,50 | 0,32 | 8 | **0,05** | 0,37 | 0,24 |
| 9 | **0,067** | 0,47 | 0,30 | 9 | **0,044** | 0,35 | 0,22 |
| 10 | **0,06** | 0,45 | 0,28 | 10 | **0,04** | 0,34 | 0,21 |

Unter denselben Voraussetzungen arbeitende **Auspuffmaschinen** erhalten etwa

| für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung $p_e = 1,8$ atm | | | | $p_e = 1,2$ atm | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Einströmspannung $p$ atm | Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$ | Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$ | Einströmspannung $p$ atm | Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v:V$ | Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v:V$ |
| 8 | **0,225** | 0,65 | 0,49 | 8 | **0,150** | 0,51 | 0,33 |
| 9 | **0,200** | 0,62 | 0,46 | 9 | **0,133** | 0,48 | 0,305 |
| 10 | **0,180** | 0,60 | 0,43 | 10 | **0,120** | 0,46 | 0,29 |
| 11 | **0,164** | 0,58 | 0,41 | 11 | **0,109** | 0,43 | 0,27 |
| 12 | **0,150** | 0,56 | 0,39 | 12 | **0,100** | 0,41 | 0,26 |
| 13 | **0,139** | 0,55 | 0,375 | 13 | **0,092** | 0,39 | 0,25 |
| 14 | **0,129** | 0,54 | 0,36 | 14 | **0,086** | 0,37 | 0,24 |

Die Füllung des Hochdruckcylinders beträgt $\frac{s_1}{s} : \frac{v}{V}$, diejenige des Niederdruckcylinders $v : V$, solange dieser Wert $< 0,5$ ist.

### 3. Dreicylinder-Verbundmaschinen mit Kondensation und dreimaliger Expansion.

Auf Grundlage des Inhaltverhältnisses $v_1 : V$ (des Hochdruck- zum Niederdruckcylinder, ohne Rücksicht auf den Mitteldruckcylinder, dessen Inhalt $= v_2$) gilt hier Ähnliches, wie für die Zweicylindermaschine vorstehend bemerkt wurde. Wie bei dieser legt man auch bei der Dreicylinder-Verbundmaschine zur Berechnung der Leistung den Niederdruckcylinder zugrunde.

In der bezüglichen Tabelle auf S. 611 sind die Werte der Spannungskoeffizienten $f$ zusammengestellt.

Bei Dreicylindermaschinen mit Kondensation kann gleichfalls $f' p' = 0,22$ und bei Kompression in allen drei Cylindern bis nahe zur Gegendampfspannung, je nach der Größe, $f' p' = 0,28$ bis $0,35$ gesetzt werden. Die am häufigsten ausgeführten Anordnungen der Dreicylindermaschinen mit dreimaliger Expansion kann man in solche mit drei unter 120° verstellten Kurbeln und in Maschinen mit zwei unter 90° verstellten Kurbeln einteilen.

Bei den Dreikurbelmaschinen werden die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern und die Füllungsverhältnisse durch die Lage der Kurbel des Mitteldruck-Cylinders hinsichtlich der Hochdruckkurbel wesentlich beeinflußt.

Bezeichnet

$v_1$ den Inhalt und $s_1' : s'$ die Füllung des Hochdruckcylinders,
$v_2$ „ „ „ $s_1'' : s''$ „ „ „ Mitteldruckcylinders,
$V$ „ „ „ $S_1 : S$ „ „ „ Niederdruckcylinders,
$s_1 : s$ die reduzierte Füllung der Gesamtexpansion (wie zuvor),
$r_1$ den Inhalt des ersten Aufnehmers (zwischen $v_1$ und $v_2$),
$r_2$ „ „ „ zweiten „ ( „ $v_2$ „ $V$),

**Werte der Spannungskoeffizienten $f$ für Dreicylindermaschinen mit dreimaliger Expansion und mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.**

| Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.) | Maschinen ohne Heizung der beiden Aufnehmer | | | Maschinen mit Heizung beider Aufnehmer und aller Dampfcylinder | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Ungefähres Verhältnis $v_1 : V$ der Inhalte des Hochdruckcylinders und des Niederdruckcylinders | | | | | |
| | **0,17** | **0,135** | **0,11** | **0,17** | **0,135** | **0,11** |
| **0,15** | 0,369 | 0,361 | 0,352 | 0,401 | 0,395 | 0,389 |
| **0,125** | 0,330 | 0,323 | 0,316 | 0,361 | 0,354 | 0,348 |
| **0,10** | 0,287 | 0,281 | 0,275 | 0,316 | 0,310 | 0,303 |
| **0,08** | 0,250 | 0,244 | 0,237 | 0,278 | 0,271 | 0,264 |
| **0,07** | 0,230 | 0,224 | 0,218 | 0,257 | 0,250 | 0,243 |
| **0,06** | 0,208 | 0,203 | 0,197 | 0,235 | 0,228 | 0,221 |
| **0,05** | 0,185 | 0,179 | 0,173 | 0,212 | 0,204 | 0,197 |
| **0,04** | 0,161 | 0,155 | 0,149 | 0,188 | 0,180 | 0,172 |
| **0,035** | 0,148 | 0,142 | 0,135 | 0,175 | 0,166 | 0,159 |
| **0,03** | 0,135 | 0,128 | 0,122 | 0,161 | 0,153 | 0,144 |
| **0,025** | 0,121 | 0,114 | 0,107 | 0,148 | 0,139 | 0,130 |
| **0,02** | 0,106 | 0,099 | 0,092 | 0,134 | 0,125 | 0,115 |

so ist bei diesen Maschinen für die gleiche Arbeitsverteilung auf alle drei einzelnen Cylinder und unter der Annahme, daß $r_1 \sim v_1$, $r_2 \sim r_2$, ferner die Expansionsendspannung (insgesamt) $p_e = 0,5$ atm beträgt,

| | wenn die Kurbel des Mitteldruckcylinders | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | der Hochdruckkurbel voreilt | | | | der Hochdruckkurbel nacheilt | | | |
| $p =$ | 9 | 10 | 12 | 14 atm | 9 | 10 | 12 | 14 atm |
| $s_1 : s =$ | 0,056 | 0,050 | 0,042 | 0,036 | 0,056 | 0,050 | 0,042 | 0,036 |
| $v_1 : V =$ | 0,18 | 0,17 | 0,15 | 0,14 | 0,21 | 0,19 | 0,18 | 0,16 |
| $v_2 : V =$ | 0,67 | 0,65 | 0,60 | 0,57 | 0,57 | 0,55 | 0,53 | 0,51 |
| $v_1 : v_2 =$ | 0,27 | 0,26 | 0,25 | 0,245 | 0,36 | 0,35 | 0,33 | 0,32 |
| $s_1' : s' =$ | 0,31 | 0,30 | 0,28 | 0,26 | 0,27 | 0,26 | 0,24 | 0,22 |
| $s_1'' : s'' =$ | 0,32 | 0,31 | 0,30 | 0,29 | 0,42 | 0,40 | 0,38 | 0,35 |
| $S_1 : S =$ | 0,67 | 0,66 | 0,61 | 0,59 | 0,71 | 0,68 | 0,65 | 0,63 |

Bei den Maschinen mit zwei um 90° verstellten Kurbeln (Hochdruck- und Mitteldruckcylinder mit gemeinschaftlicher Kurbel) sind frü die gleiche Arbeitsverteilung auf die Kurbeln und bei gleich großer Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruckcylinders, wenn im übrigen wieder $r_1 \sim v_1$, $r_2 \sim v_2$ und $p_e \sim 0,5$ atm angenommen werden,

| $p =$ | 8 | 9 | 10 | 12 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|
| $s_1 : s =$ | 0,063 | 0,056 | 0,050 | 0,042 | 0,036 |
| $v_1 : V =$ | 0,12 | 0,11 | 0,10 | 0,086 | 0,076 |
| $v_2 : V =$ | 0,43 | 0,40 | 0,38 | 0,34 | 0,31 |
| $v_1 : v_2 =$ | 0,28 | 0,27 | 0,26 | 0,25 | 0,25 |
| $s_1' : s' =$ | 0,53 | 0,52 | 0,50 | 0,49 | 0,47 |
| $s_1'' : s'' =$ | 0,43 | 0,42 | 0,41 | 0,40 | 0,40 |
| $S_1 : S =$ | 0,43 | 0,41 | 0,39 | 0,35 | 0,32 |

## 4. Hilfstabellen (nach Hrabák).

### Größte Werte wirtschaftlich vorteilhaftester Füllungen.

(Festgestellt von A. Káš.)

| Absolute Einströmungsspannung $p$ atm | Eincylinder-Auspuffmaschinen | | Kondensationsmaschinen | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | mit Kulissensteuerung | mit Expansionssteuerung | Eincylindermaschinen ohne Hemd | Eincylindermaschinen mit Hemd | Zweicylindermaschinen |
| 4 | 0,53—0,42 | 0,39—0,31 | 0,20—0,14 | 0,15—0,10 | · |
| 5 | 0,46—0,32 | 0,33—0,27 | 0,17—0,13 | 0,13—0,09 | 0,10—0,08 |
| 6 | 0,40—0,28 | 0,28—0,23 | 0,15—0,125 | 0,11—0,08 | 0,09—0,07 |
| 8 | 0,34—0,25 | 0,22—0,19 | 0,14—0,12 | 0,09—0,07 | 0,08—0,06 |
| 10 | 0,29—0,20 | 0,19—0,17 | · | · | 0,07—0,05 |

Anmerkung. Als „normale" Füllungen herzustellender Maschinen sind Zwischenwerte und zwar größere Werte für kleine und kleinere Werte für große Maschinen zu wählen. Die normalen Füllungen können etwas kleiner genommen werden bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Betriebe; dagegen können etwas größere Füllungen als normal angenommen werden bei billigem Brennstoffe oder häufig unterbrochenem Betriebe.

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen darf die absolute Endspannung der Expansion $p_e$ = 1,7 bis 1,25 atm, bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen $p_e$ = 0,6 bis 0,4 betragen.

### Gewöhnliche (mäßige) Kolbengeschwindigkeiten $c$ (in m/sek).

| $N$ PS | Absolute Einströmungsspannung $p$ in atm: 3 | 4 | 6 | 8 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|
| 3 | 0,89 | 0,99 | 1,13 | 1,24 | 1,35 |
| 6 | 0,97 | 1,07 | 1,23 | 1,35 | 1,47 |
| 10 | 1,02 | 1,14 | 1,31 | 1,43 | 1,56 |
| 20 | 1,13 | 1,24 | 1,42 | 1,55 | 1,67 |
| 40 | 1,25 | 1,37 | 1,55 | 1,69 | 1,82 |
| 70 | 1,42 | 1,52 | 1,68 | 1,82 | 1,95 |
| 100 | 1,51 | 1,62 | 1,78 | 1,92 | 2,05 |
| 200 | 1,70 | 1,84 | 2,05 | 2,18 | 2,31 |
| 300 | 1,81 | 1,96 | 2,20 | 2,35 | 2,50 |
| 400 | 1,90 | 2,06 | 2,31 | 2,47 | 2,63 |
| 600 | 2,02 | 2,20 | 2,47 | 2,66 | 2,83 |
| 1000 | 2,17 | 2,37 | 2,67 | 2,88 | 3,12 |

Verbesserungskoeffizient für $c$ bei ungewöhnlichem Hubverhältnis $s : d$

| $s : d$ | Koeffizient |
|---|---|
| 0,5 | 0,57 |
| 0,75 | 0,67 |
| 1,00 | 0,75 |
| 1,5 | 0,90 |
| 2,0 | 1,0 |
| 2,5 | 1,1 |
| 3 | 1,2 |
| 4 | 1,3 |
| 5 | 1,4 |

Anmerkung. Die Ansätze sind empirisch; man kann dieselben abrunden und davon aus verschiedenen Gründen auch überhaupt abweichen.

Als mittelgroße mittlere Kolbengeschwindigkeit kann nach Hrabák unter gewöhnlichen Verhältnissen genommen werden

$$c = 0,9\sqrt{p\,s}.$$

Dieser Wert liefert, um 20 % vermindert, ungefähr die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen mäßigen Kolbengeschwindigkeiten, um 25 % vermehrt aber die großen Kolbengeschwindigkeiten schnellgehender Dampfmaschinen.

## Vorläufige Wirkungsgrade $\eta$ nebst $1:\eta$ bei normalen Füllungen.

| $\frac{N_n}{c}$ | Auspuffmaschinen (einfache) | | | Kondensationsmaschinen | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Eincylindermaschinen | | | Zweicylindermaschinen | | |
| | $\frac{N_i}{c}$ | $\eta$ | $\frac{1}{\eta}$ | $\frac{N_i}{c}$ | $\eta$ | $\frac{1}{\eta}$ | $\frac{N_i}{c}$ | $\eta$ | $\frac{1}{\eta}$ |
| 3 | 4,2 | 0,71 | 1,41 | . | . | . | . | . | . |
| 4 | 5,6 | 0,72 | 1,40 | . | . | . | . | . | . |
| 5 | 6,9 | 0,72 | 1,38 | 7,4 | 0,68 | 1,47 | . | . | . |
| 6 | 8,2 | 0,73 | 1,37 | 8,7 | 0,69 | 1,46 | . | . | . |
| 8 | 10,8 | 0,74 | 1,35 | 11,5 | 0,70 | 1,43 | . | . | . |
| 10 | 13,3 | 0,75 | 1,33 | 14,1 | 0,71 | 1,41 | 14,6 | 0,68 | 1,47 |
| 12 | 15,7 | 0,76 | 1,32 | 16,6 | 0,72 | 1,39 | 17,3 | 0,69 | 1,44 |
| 14 | 18,2 | 0,77 | 1,30 | 19,1 | 0,73 | 1,37 | 20,0 | 0,70 | 1,43 |
| 16 | 20,6 | 0,78 | 1,29 | 21,6 | 0,74 | 1,35 | 22,6 | 0,71 | 1,41 |
| 18 | 23,0 | 0,78 | 1,28 | 24,1 | 0,75 | 1,34 | 25,1 | 0,72 | 1,40 |
| 20 | 25,5 | 0,79 | 1,27 | 26,6 | 0,75 | 1,33 | 27,7 | 0,72 | 1,38 |
| 25 | 31,5 | 0,79 | 1,26 | 32,9 | 0,76 | 1,32 | 34,0 | 0,73 | 1,36 |
| 30 | 37,5 | 0,80 | 1,25 | 39,1 | 0,77 | 1,30 | 40,4 | 0,74 | 1,35 |
| 35 | 43,4 | 0,81 | 1,24 | 45,1 | 0,78 | 1,29 | 46,7 | 0,75 | 1,34 |
| 40 | 49,1 | 0,81 | 1,23 | 51,1 | 0,78 | 1,28 | 53,0 | 0,76 | 1,32 |
| 50 | 60,9 | 0,82 | 1,22 | 63,2 | 0,79 | 1,26 | 65,2 | 0,77 | 1,30 |
| 60 | 72,5 | 0,83 | 1,21 | 75,2 | 0,80 | 1,26 | 77,3 | 0,78 | 1,29 |
| 70 | 84,0 | 0,83 | 1,20 | 87,1 | 0,80 | 1,25 | 89,4 | 0,78 | 1,28 |
| 80 | 95,5 | 0,84 | 1,20 | 98,9 | 0,81 | 1,24 | 101,6 | 0,79 | 1,27 |
| 90 | 106,9 | 0,84 | 1,19 | 110,5 | 0,81 | 1,23 | 113,8 | 0,79 | 1,27 |
| 100 | 118 | 0,85 | 1,18 | 122 | 0,82 | 1,22 | 126 | 0,79 | 1,26 |
| 120 | 141 | 0,85 | 1,18 | 146 | 0,82 | 1,22 | 150 | 0,80 | 1,25 |
| 140 | 165 | 0,85 | 1,18 | 169 | 0,83 | 1,21 | 174 | 0,80 | 1,24 |
| 160 | 187 | 0,85 | 1,17 | 193 | 0,83 | 1,20 | 198 | 0,81 | 1,24 |
| 180 | 210 | 0,86 | 1,17 | 216 | 0,83 | 1,20 | 222 | 0,81 | 1,23 |
| 200 | 233 | 0,86 | 1,16 | 239 | 0,84 | 1,20 | 246 | 0,81 | 1,23 |
| 300 | 346 | 0,87 | 1,15 | 354 | 0,85 | 1,18 | 367 | 0,82 | 1,22 |
| 400 | 459 | 0,87 | 1,15 | 469 | 0,85 | 1,17 | 486 | 0,82 | 1,22 |
| 500 | 574 | 0,88 | 1,14 | 583 | 0,86 | 1,17 | 604 | 0,83 | 1,21 |
| 600 | 683 | 0,88 | 1,14 | 696 | 0,86 | 1,16 | 721 | 0,83 | 1,20 |
| 800 | 902 | 0,89 | 1,13 | 922 | 0,87 | 1,15 | 956 | 0,84 | 1,19 |
| 1000 | 1125 | 0,89 | 1,13 | 1149 | 0,87 | 1,15 | 1191 | 0,84 | 1,19 |
| 1500 | 1674 | 0,90 | 1,12 | 1711 | 0,88 | 1,14 | 1769 | 0,85 | 1,18 |
| 2000 | 2220 | 0,90 | 1,11 | 2268 | 0,88 | 1,13 | 2342 | 0,85 | 1,17 |

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen kann $\eta$ um 0,03 kleiner angenommen werden als bei den Eincylinder-Auspuffmaschinen. Bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen ist $\eta$ um etwa 0,02 kleiner zu nehmen als bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen.

### 5. Leergangs-Widerstandsspannung $\sigma$ (in atm) und Koeffizient $\mu$ der zusätzlichen Reibung.

Der Unterschied der indizierten Leistung und der Nutzleistung einer Dampfmaschine

$$N_i - N_n$$

entspricht derjenigen Arbeit, die zur Überwindung ihrer Nebenhindernisse erforderlich ist. Dieselben setzen sich zusammen aus dem Leergangswiderstand $N_0$ und einer zusätzlichen Reibungsarbeit $\mu N_n$, um welche der erstere infolge der mit der Belastung der Maschine wachsenden Drücke in den aufeinander gleitenden Teilen derselben vergrößert wird.

Es ist hiernach

$$N_i - N_e = N_0 + \mu N_n$$

oder, wenn an Stelle der Arbeiten $N_i$, $N_n$ und $N_0$ die diesen proportionalen mittleren Spannungen $p_i$, $p_n$ und $\sigma$ gesetzt werden,

$$p_i - p_n = \sigma + \mu p_n,$$

woraus für die Nutzspannung $p_n$ (in atm) folgt

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - \sigma).$$

Hrabák, der zahlreiche Indikator- und Bremsversuche an ausgeführten Dampfmaschinen durchführte, gibt für die Leergangs-Widerstandsspannung folgende empirische Formeln an:

bei Eincylindermaschinen mit Auspuff $\sigma = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}025}{d}$,

" " " Kondensation $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}045}{d}$,

" Zweicylindermaschinen " Auspuff $\sigma = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}04}{d}$,

" " " Kondensation $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}06}{d}$,

" Dreicylindermaschinen " " $\sigma = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p} + \frac{0{,}075}{d}$[1]).

Hierin ist durch $0{,}042\sqrt{p}$ bezw. $0{,}05\sqrt{p}$ der Stärke des Baues der Maschine Rechnung getragen.

Der Koeffizient $\mu$ der zusätzlichen Reibung kann nach Hrabák für alle Maschinengattungen gesetzt werden

$$\text{für } d \leqq 1\,m : \mu = \frac{0{,}10}{d + 0{,}60},$$

$$\text{„ } d > 1\,m : \mu = \frac{0{,}40}{d + 5{,}4}.$$

Nach diesen Formeln würden sich die Werte von $\mu$ samt den zugehörigen Werten von $1 : 1 + \mu$ berechnen und in einer Tabelle zusammenstellen lassen.

---

[1]) Bei den Mehrcylindermaschinen betrifft $d$ den Durchmesser des Niederdruckcylinders.

Die Leistung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Dampfmaschine ergibt sich nach Einsetzung der jeweiligen Werte von $\sigma$ und $\mu$ zu

$$N_n = \frac{10\,000}{75} p_n F c = \frac{10\,000}{75} \frac{1}{1+\mu} (p_i - \sigma) F c.$$

Für eine nach dem Vorhergehenden vorläufig ausgemittelte Dampfmaschine folgt hieraus der endgültige Wert der wirksamen Kolbenfläche aus

$$F = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1+\mu}{p_i - \sigma}.$$

Die Größen $p_i$ und $\sigma$ lassen sich bei vorhandenen Maschinen mittels des Indikators bestimmen; die versuchsmäßige Feststellung von $\mu$ ist dagegen schwer ausführbar. Man begnügt sich deshalb behufs Ermittlung der Nutzleistung einer ausgeführten Dampfmaschine mit der Berechnung ihrer indizierten und ihrer Leergangsleistung. Der Unterschied beider Leistungen

$$N_i - N_0 = \frac{400}{3} F c (p_i - \sigma)$$

kann selbstverständlich nicht als Nutzleistung der Maschine angesehen werden; diese ergibt sich zu

$$N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_0),$$

worin dem Faktor $1 : 1 + \mu$ der empirisch-rechnungsmäßige Wert bezw. ein passender Schätzungswert beizulegen ist.

## b) Berechnung mittels des Dampfdiagrammes.

Zur Bestimmung der Arbeitsleistung einer vorhandenen Dampfmaschine, sowie zur Beurteilung der stattfindenden Dampfverteilung dient das Indikatordiagramm, welches über die Spannungen des Dampfes vor und hinter dem Kolben für jede beliebige Kurbelstellung Aufschluß gibt (s. unter „Der Indikator und seine Anwendung"). Der Inhalt des Diagrammes entspricht der vom Dampfe auf der einen Kolbenseite während einer Umdrehung der Maschine geleisteten Arbeit. Umgekehrt läßt sich für eine herzustellende Ein- oder Mehrcylindermaschine von bestimmter Leistung aus einem zu entwerfenden Dampfdiagramm die indizierte Spannung $p_i$ und damit die wirksame Kolbenfläche bezw. der Cylinderdurchmesser — bei Mehrcylindermaschinen zunächst derjenige des Niederdruckcylinders — berechnen. Erforderlich ist noch, daß geeignete Annahmen bezüglich der Ein- und Ausströmspannung des Dampfes, der Größe der Expansion, Vor-Ausströmung und Kompression desselben, sowie bezüglich der Kolbengeschwindigkeit gemacht werden. Bei Mehrcylindermaschinen sind ferner richtige Werte für die schädlichen Räume einzuführen und die Einstellung und Wirkungsweise der Steuerungen, sowie die Dampfinhalte bezüglich der Dampfverteilung zu berücksichtigen u. dergl.

### 1. Eincylindermaschinen.

Fig. 547 zeigt ein Diagramm, wie es für eine herzustellende Auspuff- bezw. Kondensationsmaschine zu entwerfen ist. Hierbei ist

über den Verlauf der einzelnen Linien des Diagrammes u. s. w. folgendes zu bemerken.

Die Einströmspannung $p$ ist nach Maßgabe der Droßlungsverluste in der Dampfleitung kleiner als die Kesselspannung $p$ (vergl. S. 608).

Die Volldruck- oder Einströmlinie verläuft je nach der Dampfgeschwindigkeit in den Steuerkanälen und der Dampfleitung mehr oder weniger abfallend und geht — in Fig. 547 punktiert angegeben — bei schleichender Absperrung und großer Kolbengeschwindigkeit während des Schließens der Steuerkanäle allmählich in die Expansionslinie über. Es kann der Abfall der Einströmlinie bei schnelllaufenden Maschinen mit hoher Kompression aber auch von einer Expansion des Dampfes während der Einströmung infolge einer gewissen

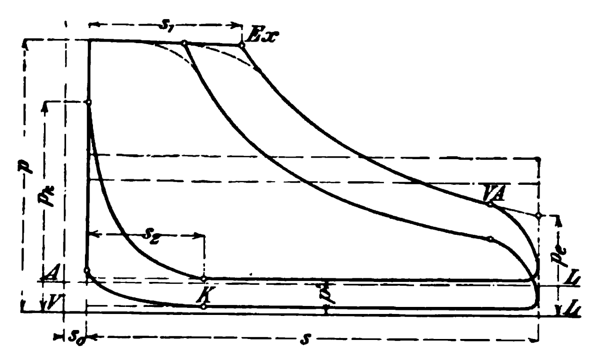



Fig. 547.

Beschleunigung herrühren, deren er bedarf, um dem voraneilenden Kolben folgen zu können (vergl. Grabau, „Die Dampfmaschinen für den Dynamobetrieb“, Z. d. V. d. I. 1892 S. 1478).

Die Größe des schädlichen Raumes $m = \frac{s_0}{s}$ kann bei Maschinen mit normalem Hube angenommen werden

0,06 bis 0,10 für Flachschieber und lange Dampfkanäle,
0,03 „ 0,05 „ „ „ kurze „ (geteilte Grundschieber),
0,07 „ 0,15 für Kolbenschieber,
0,02 „ 0,04 „ Rundschieber (Corlißhähne),
0,03 „ 0,06 „ Ventile.

Die Füllung ist im allgemeinen so zu wählen, daß der absolute Enddruck der Expansion $p_e$ für Auspuffmaschinen etwa 1,8, für Kondensationsmaschinen etwa 1,0 atm beträgt.

Da nach Gl. 84

$$p_e = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s},$$

folgt für den Kolbenweg bis zur Absperrung

$$s_1 = p_e \frac{s_0 + s}{p_a} - s_0;$$

hierin bedeutet $p_a$ die anfängliche Dampfspannung der Expansion in atm.

Über die wirtschaftlich vorteilhaftesten Füllungen s. Tabelle auf S. 612.

Die Expansionslinie kann bei Betrieb mit gesättigtem Dampf als Isotherme (für $v\,p$ = konst.) aufgezeichnet werden, obwohl dies nach Früherem eigentlich nur bei Dampfhemdmaschinen zulässig erscheint. Der Verlauf der Kurve erfolgt nach dem bereits in Fig. 540 (S. 594) angegebenen Verfahren, wobei die absolute Dampfspannung $p$ — in Fig. 540 als $p_a$ bezeichnet — als Ordinate, das Volumen $v$ (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscisse durch den Kolbenweg $s_0 + s$ dargestellt wird.

Bei überhitztem Dampf ist die Expansionslinie als Adiabate ($p\,v^n$ = konst.) aufzuzeichnen, wobei $n$ je nach der Größe der Füllung und der Überhitzungstemperatur 1,1 bis 1,25 zu setzen ist.

Die Vor-Ausströmung (bei $VA$ beginnend) ist so groß zu wählen, daß der Dampfdruck bis zum Hubwechsel nahezu auf die Ausströmspannung $p'$ herabsinken kann; sie muß um so früher beginnen, je schneller die Maschine läuft; doch ist auf die von ihrer Größe ebenfalls abhängige Kompression Rücksicht zu nehmen. Man gibt bei Auspuffmaschinen etwa 5 bis 7 %, bei Kondensationsmaschinen etwa 7 bis 14 %, unter Umständen noch mehr Voröffnen.

Der Gegendruck während der Ausströmung beträgt bei Auspuffmaschinen etwa 1,1, bei Kondensationsmaschinen etwa 0,2 atm (absolut). Bei ungehindertem Austritt (weite und kurze Auspuffrohre) verläuft die Ausströmlinie wagerecht und steigt nur gegen Schluß der Periode etwas an, und zwar um so mehr, je schleichender der Kanalschluß, und um so weniger, je plötzlicher derselbe erfolgt.

Die Kompressionslinie (bei $K$ beginnend) wird, gleichwie die Expansionslinie, als Isotherme (für $v\,p$ = konst.) aufgezeichnet, obgleich sie dem Mariotteschen Gesetze nur mit grober Annäherung folgt. Der Kompressionsenddruck $p_k$ muß, um Druckwechsel im Triebwerke kurz vor dem Hubwechsel und damit einen ruhigen Gang der Maschine zu erzielen, den Verzögerungsenddruck der Triebwerkmassen überwiegen (vergl. S. 312); er darf jedoch die Spannung des Einströmdampfes nicht erreichen, sondern muß unter dieser bleiben. Für normale Auspuffmaschinen kann die Endspannung der Kompression bis zu etwa $^3/_4$ der Einströmspannung angenommen werden; bei Kondensationsmaschinen erreicht die Endspannung der Kompression meist kaum 2 atm (absolut). Kondensationsmaschinen, die auch mit Auspuff arbeiten müssen, erhalten in der Regel nur so viel Kompression, als für Auspuffbetrieb noch zulässig ist.

Da nach Gl. 85

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0},$$

folgt der dem Beginn der Kompression entsprechende Kolbenweg

$$s_2 = \frac{p_k\, s_0}{p'} - s_0.$$

Die Vor-Einströmung hängt von der Größe des schädlichen Raumes, der Kompression und dem Eröffnungsgesetze der Steuerung ab; im Mittel kann dieselbe 0,5 bis 1,5 % betragen.

Nachdem mit Hilfe der vorstehenden Angaben das Dampfdiagramm für eine herzustellende Maschine entworfen ist, ergibt sich dessen mittlere Höhe (mittels der Simpsonschen Regel — vergl. S. 596 — oder genauer mit Hilfe eines Planimeters) als Höhe des Rechtecks, welches auf der Grundlinie des Diagramms errichtet ist und mit demselben gleichen Flächeninhalt besitzt. Aus der mittleren Höhe des theoretischen Diagramms folgt die tatsächlich zu erwartende indizierte Spannung $p_i$ durch Multiplikation mit dem Völligkeitsgrade, einer Zahl $< 1$, durch welche den Verlusten an Diagramminhalt Rechnung getragen wird.

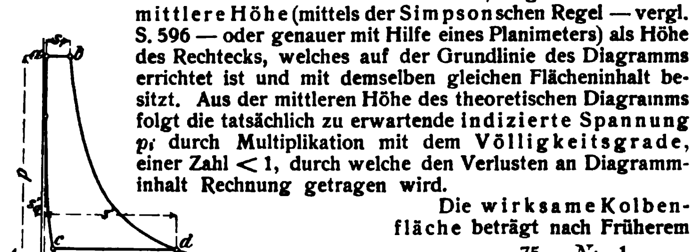



Fig. 548.

Die wirksame Kolbenfläche beträgt nach Früherem

$$F = \frac{75}{10\,000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}.$$

Mit einem Zuschlag von 1,5 bis 3% für den Kolbenstangenquerschnitt hat man

$$\frac{\pi}{4} d^2 = 1{,}015\, F \text{ bis } 1{,}03\, F,$$

woraus sich der Cylinderdurchmesser $d$ (vorläufig) ergibt. Aus $n\,s = 30\,c$ folgen $s$ und $n$ (nach Annahme von $n$ oder $s$).

## 2. Zwei- und Mehrcylindermaschinen.

Bei derartigen Maschinen mit zwei- oder mehrfacher Expansion ist, wie schon auf S. 608 bezw. 610 angegeben, die theoretische Arbeit des Dampfes, allerdings ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume, ebenso groß wie bei einer Eincylindermaschine mit dem großen Cylinder (Niederdruckcylinder), bei der dieselbe Gesamtexpansion wie bei der Mehrcylindermaschine stattfindet. Die Abmessungen des Niederdruckcylinders lassen sich am einfachsten aus dem Gesamtinhalte der Einzeldiagramme ermitteln, wenn diese so dargestellt sind, daß die Diagrammlängen sich wie die Cylinderinhalte verhalten. Dividiert man die Fläche dieses aus den Einzeldiagrammen zusammengesetzten Gesamtdiagramms durch die Länge des Niederdruckdiagramms, so erhält man die reduzierte Spannung; durch Multiplikation derselben mit dem Völligkeitsgrade — im Mittel für Zweifach-Expansionsmaschinen 0,8, für Dreifach-Expansionsmaschinen 0,7 zu setzen — ergibt sich die indizierte Spannung, womit der der Gesamtleistung einer herzustellenden Maschine entsprechende Durchmesser des Niederdruckcylinders berechnet werden kann.

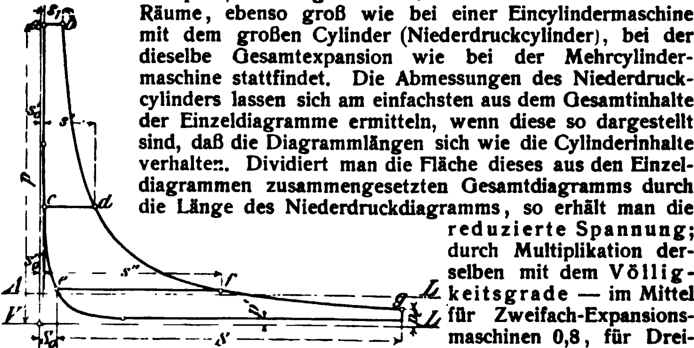



Fig. 549.

Unter Voraussetzung unendlich großer Aufnehmerinhalte läßt sich das Gesamtdiagramm einer herzustellenden Mehrcylinderdampf-

maschine zunächst annähernd ermitteln. Als Trennungslinien der Einzeldiagramme ergeben sich in diesem Falle wagerechte, gerade Linien. Die Aufzeichnung ist so vorzunehmen, daß die aus dem einen Cylinder austretende Dampfmenge der in den folgenden Cylinder eintretenden gleich gemacht wird, wobei der Einfachheit wegen die zur völligen Ausfüllung des schädlichen Raumes erforderliche Menge des einströmenden Dampfes vernachlässigt werden kann.

Fig. 548 zeigt das vorläufige Gesamtdiagramm für eine Zweifach-Expansionsmaschine, Fig. 549 dasjenige für eine Dreifach-Expansionsmaschine. Die Gesamtfüllung erhält man annähernd aus der absoluten Endspannung $p_e$ durch Rückwärtskonstruieren der gemeinsamen Expansionslinie $e\,d\,b$ (bezw. $g\,f\,d\,b$), wobei der schädliche Raum $s_0'$ des Hochdruckcylinders (Rauminhalt $= s'$) von der lotrechten Anfangslinie des Diagramms aus abgetragen wird.

Hierauf werden die wagerechten Teilungslinien $c\,d$ (bezw. $c\,d$ und $e\,f$) so eingezeichnet, daß die dadurch entstehenden zwei (bezw. drei) Teilflächen des Diagramms nahezu gleichen Inhalt haben, entsprechend nahezu gleichen Arbeitsgrößen der betreffenden Cylinder. Im allgemeinen fallen die senkrechten Begrenzungslinien der Diagramme so aus, daß die hierdurch bestimmte Länge $S_0$ (und $s_0'$) in ihrem Verhältnis zu $S$ (und $s''$) dem tatsächlich auszuführenden schädlichen Raume des betreffenden Cylinders nahezu gleichkommt. Andernfalls müßten die Expansions- und Kompressionslinien für die verschiedenen Cylinder von verschiedenen Punkten auf der Vakuumlinie aus konstruiert werden.

Das Raumverhältnis der Cylinder wird gewöhnlich

bei zweimaliger Expansion 1 : 2,25 bis 3,
„ dreimaliger „ 1 : 2,35 „ 2,8 : 5 bis 7

gewählt, derart, daß sich runde Maße für die Cylinderbohrungen ergeben.

Nimmt man ein bestimmtes Raumverhältnis von vornherein an, so ergeben sich die Längen der Diagramme der betreffenden Cylinder ohne weiteres. Dieselben können dann mit den zugehörigen schädlichen Räumen in das Gesamtdiagramm eingetragen werden.

Sind die Cylinderinhalte bekannt, so ergeben sich die Überströmlinien, welche die Diagramme der einzelnen Cylinder gegeneinander begrenzen, unter Berücksichtigung der endlichen Größe des Aufnehmers aus dem durch Aufzeichnen der Kolbenweglinien entstandenen Raumdiagramme. Dasselbe gestattet, die jeweilig zwischen den Kolben eingeschlossenen Räume samt Aufnehmerinhalt und die schädlichen Räume zu entnehmen. Hierbei werden die Cylinderinhalte $v$, $V$ bezw. $v_1$, $v_2$ und $V$ als Hublängen, die schädlichen Räume $s'$, $S_0$ bezw. $s_0'$, $s_0''$, $S_0$ und die Aufnehmerinhalte $r$ bezw. $r_1$ und $r_2$ in der aus Fig. 550 und 551 ersichtlichen Weise aufgetragen.

Raumdiagramm für Verbundmaschinen mit Kurbeln unter 90° (Fig. 550).

Es sind hier die Raumverhältnisse $v : V = 1 : 2{,}1$ und $v : r = 1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume $s'$ und $S_0$ zu 0,05 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien $C\,D\,E$ und $C'\,D'\,E'$, deren Abscissen den Kolbenwegen und deren Ordinaten den Zeiten proportional sind, in denen gleiche Strecken des Kurbel-

kreises von dem mit gleichförmiger Geschwindigkeit sich drehenden Kurbelzapfenmittel durchlaufen werden, sind für unendliche Stangenlänge und zwar im vorliegenden Falle (bei 90° Kurbelwinkel) so zu zeichnen, daß der der Totlage des Niederdruckkolbens entsprechende Punkt $D'$ mit dem der Mittellage des Hochdruckkolbens entsprechenden Punkte $M$ in gleicher Höhe liegt. Im **Hochdruckdiagramm** ist $a\,b$ Einströmung, $b\,c$ Expansion (gleichseitige Hyperbel von $A$ aus), $c\,d$ Vor-Ausströmung in den Aufnehmer und, wenn der Niederdruckeinlaß noch nicht abgesperrt war, sog. zweite Einströmung in diesen. Von $d$ (oder

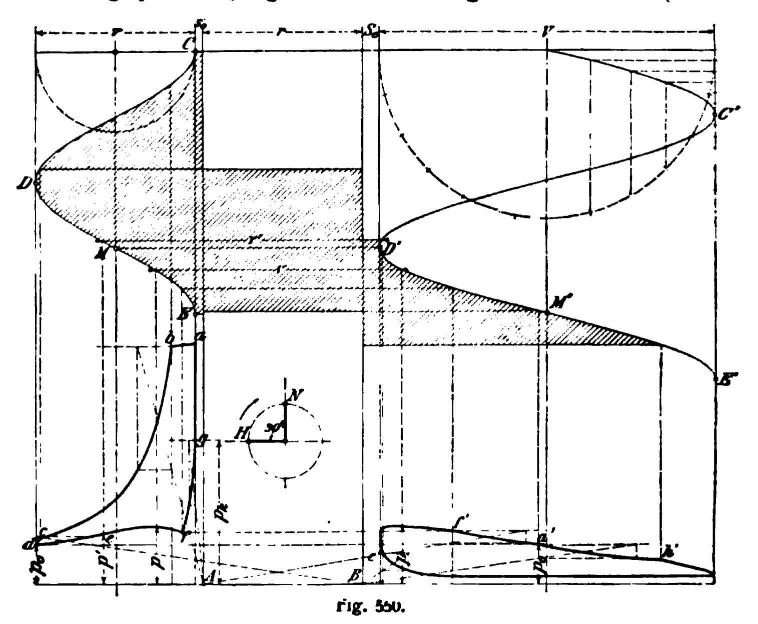


Fig. 550.

dem einer späteren Absperrung des Niederdruckcylinders entsprechenden Punkte) Kompression im Hochdruckcylinder (nebst schädlichen Raume) und im Aufnehmer; daher $d\,e$ Kompressionslinie (gleichseitige Hyperbel von $B$ aus). In $e$ Eröffnung des Niederdruckcylinders. Von $e$ bis $f$ gemeinsamer Vorgang in beiden Cylindern und im Aufnehmer. Bestimmung der Kurve durch Berechnung des $p$ für jedes $v$ mittels der Gleichung $p\,v = p'\,v'$; die $v$ sind aus dem Raumdiagramm zu entnehmen. Die Überströmlinie findet sich mit einigen Druckverlusten wegen Dampfgeschwindigkeit und Länge des Dampfweges im **Niederdruckdiagramm** von $e'$ bis $f'$ mit Hilfe der Kolbenweglinien. Von $f'$ ab Expansion im Aufnehmer und Niederdruckcylinder allein; daher $f'\,d'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von $A$ aus). Der Abschluß des Niederdruckcylinders muß so erfolgen, daß im Aufnehmer die Spannung

$p_0$ zurückbleibt; daher Bestimmung des Punktes der Expansion $d'$ durch wagerechtes Projizieren von $d$ aus. (Wegen der Droßlung vor dem Schluß der Steuerung liegt $d'$ jedenfalls unter dem gleichzeitigen Druck im Aufnehmer, der annähernd mit dem im Hochdruckcylinder bei $d$ gemessenen übereinstimmt.) Von $d'$ ab Expansion im Niederdruckcylinder; daher $d'\,h'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von $B$ aus). Im Punkte $h'$ beginnt die Vor-Ausströmung. Im Hochdruckdiagramm ist noch $f\,g$ Kompression (gleichseitige Hyperbel von $A$ aus) für den

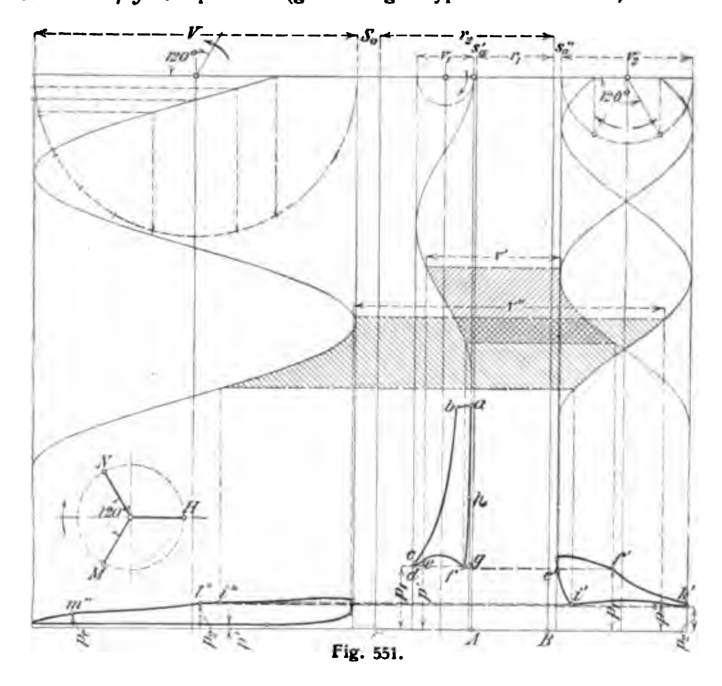


Fig. 551.

angenommenen Enddruck $p_k$ der Kompression, womit sich durch Rückwärtskonstruktion $f$ als Schnittpunkt mit $e\,f$ bestimmt.

Raumdiagramm für Mehrcylindermaschinen mit dreimaliger Expansion (Fig. 551).

Die gewählte Anordnung mit drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln (Niederdruckkurbel voraus, hierauf Mitteldruck-, dann Hochdruckkurbel) findet sich zumeist bei stehenden Maschinen. Es sind die Raumverhältnisse $v_1 : v_2 : V = 1 : 2{,}3 : 5{,}7$ und $v_1 : r_1 : r_2 = 1 : 1{,}4 : 3{,}1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume $s_0'$, $s_0''$ und $S_0$ zu 0,05, 0,065 und 0,07 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien sind, den Kurbelstellungen entsprechend, gegeneinander zu versetzen. Im Hochdruckdiagramm ist wieder $a\,b$ Einströmung,

$b\,c$ Expansion (gleichseitige Hyperbel von $A$ aus), $c\,d$ Vor-Ausströmung, ferner $d\,e$ Kompression im kleinen Cylinder (nebst schädlichen Raume) und ersten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von $B$ aus). Von $e$ bis $f$ gemeinsamer Vorgang im Hochdruckcylinder, ersten Aufnehmer und Mitteldruckcylinder. Bestimmung der Kurve durch Berechnung (mittels der Gleichung $p\,v = p'\,v'$). $f\,g$ Kompression im kleinen Cylinder und ersten Aufnehmer; $g\,h\,a$ Kompression und Vor-Einströmung ($g\,h$ gleichseitige Hyperbel von $A$ aus). Von $f'$ ab Expansion im mittleren Cylinder allein. Rückwärtskonstruktion von $g\,h$ ($g$ in gleicher Höhe mit $d$) und $f\,g$ (Punkt $B$) zur Bestimmung von $f$ als Schnittpunkt mit $e\,f$. Dieser Vorgang wiederholt sich für den mittleren

Fig. 552.

und großen Cylinder, nur erfolgt die Absperrung des mittleren Cylinders vom zweiten Aufnehmer (in $i'$) früher als die des großen Cylinders (in $l''$); daher Expansion $i''\,l''$ im großen Cylinder und im zweiten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von $B$ aus). $l''\,m''$ Expansion im großen Cylinder allein (gleichseitige Hyperbel von $C$ aus).

In Fig. 552 sind die so erhaltenen einzelnen Diagramme zu einem **theoretischen Gesamtdiagramm** zusammengetragen, und es ist in dieses noch die umschließende Hyperbel ein-

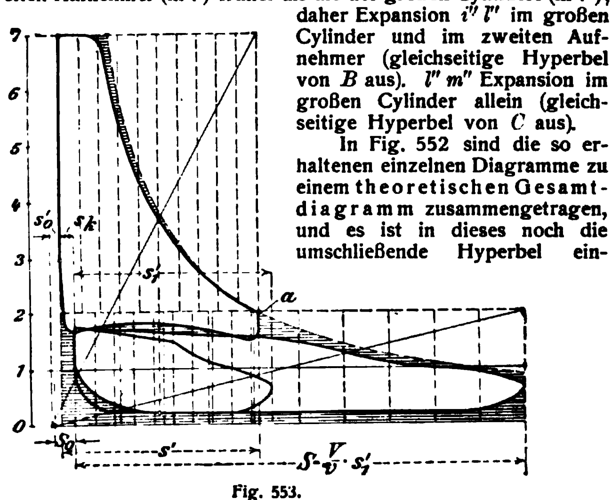



Fig. 553.

gezeichnet. An den schraffierten Flächenverlusten haben die schädlichen Räume und die Kompressionsarbeit, sowie der Gegendruck einen leicht nachweisbaren Anteil.

Das **wirkliche Gesamtdiagramm** einer **ausgeführten** Mehrcylindermaschine und damit ein übersichtliches Bild der Gesamtexpansion erhält man, wenn nach dem Verfahren von Rankine die gleichzeitig gewonnenen Diagramme der einzelnen Cylinder, auf gleichen Maßstab und gleiche Länge gebracht, untereinander gezeichnet werden, derart, daß z. B. bei einer Verbundmaschine (Fig. 553) das Diagramm des Niederdruckcylinders um den Kolbenweg $s_k$ der Kompression des Hochdruckcylinders nach rechts gelegt und im Verhältnis der Cylindervolumen $\frac{V}{v}$ verlängert wird.

Die umschließende Hyperbel legt man durch einen Punkt $a$ des Hochdruckdiagramms und begrenzt sie durch die größte Einströmspannung, die Endordinate des Niederdruckdiagramms und die Nulllinie bei Kondensation oder die atmosphärische bei Auspuff.

Die Summe der Arbeitsflächen des rankinisierten Diagramms gibt, durch die Arbeitsfläche der umschließenden Hyperbel geteilt, die „Völligkeit".

## C. Der Dampfverbrauch.

Derselbe besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch und aus den Dampfverlusten.

Der nutzbare Dampfverbrauch läßt sich aus den Indikatordiagrammen ermitteln; er beträgt — mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen (s. S. 605 und 606) — für eine Eincylindermaschine in kg/std

$$Q' = 3600\, F c \left\{\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma - 1{,}1\,(1 - \frac{s_3}{s} + m)\,\gamma'\right\},$$

worin noch $\gamma$ das Gewicht von 1 cbm des Einströmdampfes in kg, $\gamma'$ das des Ausströmdampfes bezeichnet.

Mit Hilfe der Gleichung

$$N_i = \frac{10\,000}{75}\, p_i F c$$

ergibt sich der nutzbare stündliche Dampfverbrauch in kg/PS$_i$

$$C_i' = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27}{p_i}\left\{\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma - 1{,}1\,(1 - \frac{s_3}{s} + m)\,\gamma'\right\}.$$

Bei der Zweicylinder-Auspuffmaschine mit Kompression in beiden Cylindern bis zur Gegendampfspannung und bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen mit Kompression in allen drei Cylindern bis zur Gegendampfspannung ist mindestens

$$C_i' = 27\,\gamma\,\frac{s_1}{s}\,\frac{1}{p_i}.$$

Der Dampfverlust rührt zum größeren Teil von der Abkühlung des in den Cylinder strömenden Dampfes, zum kleineren Teil von Undichtigkeiten des Dampfkolbens, der Steuerorgane, Stopfbüchsen u. s. w. her, wonach man den Abkühlungsverlust $C_i''$ und den Dampflässigkeitsverlust $C_i'''$ zu unterscheiden hat.

Ersterer läßt sich durch eine ausgiebige Überhitzung des Einströmdampfes erheblich vermindern, letzterer bei vorzüglichen Maschinen beinahe vollständig in Wegfall bringen.

Nach „Hütte", 18. Aufl. 1902, ergibt sich der Abkühlungsverlust $C_i'$, wenn $s \sim 2d$, bei den gebräuchlichen Füllungen aus den folgenden (annähernden) Durchschnittswerten des Produktes $C_i'' \sqrt{c}$ durch Division mit $\sqrt{c}$.

Es ist der Wert $C_i'' \sqrt{c}$ bei den

| | | |
|---|---|---|
| Auspuffmaschinen mit Expansionssteuerung | | = 6,0 bis 5,0, |
| Eincylinder-Kondensationsmaschinen | ohne Hemd | = 5,5 „ 5,0, |
| | mit Hemd | = 4,5 „ 4,2, |
| Zweicylinder-Kondensationsmaachinen | | = 4,0 „ 3,5, |
| Dreicylinder-Kondensationsmaschinen | | = 3,2 „ 3,0, |
| Zweicylinder-Auspuffmaschinen | | = 4,2 „ 4,0. |

Für vollkommene Maschinen gelten die kleineren, für weniger vollkommene Maschinen die größeren Zahlen. Bei den Zwei- und Dreicylindermaschinen wird in allen Fällen ein Dampfhemd am Hochdruckcylinder vorausgesetzt.

Wenn $s:d$ von 2 bedeutend verschieden ist, so ist $C_i''$ durch die folgenden Koeffizienten zu verbessern.

| $s:d=$ | 1 | 1,25 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Koeffizient = | 0,82 | 0,87 | 0,91 | 1 | 1,08 | 1,15 | 1,29 | 1,41 |

Der Dampflässigkeitsverlust kann nach Hrabák bei allen Eincylindermaschinen in noch leidlich befriedigendem Zustande gesetzt werden

$$C_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2c}.$$

Bei den Zweicylindermaschinen beträgt $C_i'''$ das 0,8 fache, bei den Dreicylindermaschinen das 0,64 fache des vorstehenden Wertes.

Bei vorzüglichen Maschinen kann $C_i'''$ bis auf etwa die Hälfte (und weniger) herabgemindert werden, während es anderseits, bei sichtlich dampflässigen Maschinen, auf das Doppelte (und mehr) steigen kann.

Nach dem Vorstehenden ergibt sich der stündliche Dampfverbrauch einer Maschine in kg/PS$_i$

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''.$$

Hierin ist jedoch der Verlust in der Dampfleitung samt dem aus dem Kessel etwa mitgerissenen Wasser noch nicht einbegriffen. Derselbe kann auf 4 bis 10% des Gesamtverbrauches $C_i$ veranschlagt werden.

Aus $C_i$ ergibt sich der gesamte Dampfverbrauch einer Maschine für 1 PS$_n$/std

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i.$$

# D. Steuerungen[1]).

Eine Steuerung muß genügend weite Kanal- und Eröffnungsquerschnitte bieten, damit ein empfindlicher Spannungsabfall des ein- bezw. austretenden Dampfes durch Droßlung vermieden wird.

Für die Berechnung der Einströmquerschnitte $f$ kann als größte zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei der eine merkliche Droßlung nicht zu erwarten ist, für gesättigten Wasserdampf etwa $w_{max} = 40$ m/sek bei größter Kolbengeschwindigkeit $c_{max}$ in m/sek (vergl. S. 267) angenommen werden. Damit ergibt sich, wenn wieder $F$ den Kolbenquerschnitt in qm bezeichnet

$$f = \frac{1}{40} F c_{max} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 97$$

Bei großen Maschinen mit Schiebersteuerung und bei solchen, bei denen große Abmessungen der Steuerungsteile aus konstruktiven Gründen unzweckmäßig erscheinen, ferner bei Betrieben mit überhitztem Dampf kann die Geschwindigkeit desselben etwa bis zu $w_{max} = 60$ m/sek gewählt werden.

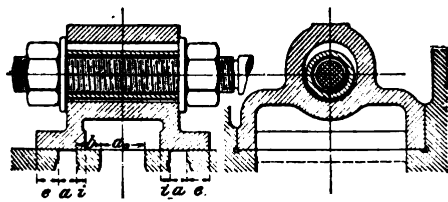


Fig. 554.

Die Ausströmquerschnitte sind wegen der infolge Ausdehnung des Dampfes nach vollbrachter Expansion eintretenden Volumen- und Geschwindigkeitsvergrößerung desselben bei Maschinen mit kleiner Füllung etwa 1,5 mal so groß zu nehmen, als aus Gl. 97 hervorgeht. Maschinen mit hohem Füllungsgrade erfordern noch größere Ausströmquerschnitte.

Im allgemeinen sind bei Schiebersteuerungen die rechteckigen Kanäle im Schieberspiegel möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite $a$, welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maßgebend ist, möglichst klein ausfällt. Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $^1/_4$ bei kleinen, $^1/_6$ bei mittleren und $^1/_6$ bis $^1/_{10}$ bei großen Maschinen zu wählen. Der mittlere Auspuffkanal erhält bei gleicher Breite eine solche Weite, daß bei äußerster Schieberstellung noch etwa eine Auslaßweite $= a$ bis $^4/_3\,a$ verbleibt.

Für Ventilsteuerungen finden sich bezügliche Angaben auf S. 648.

## a) Einfache Schiebersteuerungen.

### 1. Allgemeines.

Fig. 554 zeigt die gewöhnliche Form eines einfachen Schiebers — des sog. Muschel- oder $D$-Schiebers — in der Mittellage, bei

[1]) Vergl. C. Leist, „Die Steuerungen der Dampfmaschinen", Berlin 1900, Julius Springer.

der er die im Schieberspiegel ausmündenden Kanäle von der Weite $a$ um die Strecken $e$ und $i$ überragt. $e$ heißt die **Einlaßüberdeckung**, $i$ die **Auslaßüberdeckung**. Die Weite des Auspuffkanals ist mit $a_0$ bezeichnet. Unter dem Einfluß eines Excenters (Gegenkurbel) führt der Schieber solche Bewegungen aus, daß eine richtige Dampfverteilung stattfindet.

Steht die Maschinenkurbel vom Halbmesser $R$ z. B. in der linken Totlage $o K_0$ (Fig. 555), so muß der Schieber schon aus seiner Mittellage nach rechts herausgerückt sein, damit frischer Dampf für den neuen Hub durch den linksseitigen Dampfkanal hinter den Kolben treten und ferner der vor dem Kolben wirksam gewesene Dampf durch den rechtsseitigen Dampfkanal bequem ausströmen kann. Damit diese Ein- und Ausströmung bereits vor dem Hubende erfolgt, d. h. bei der Totlage der Kurbel schon eine gewisse Eröffnung $v$ bezw. $v'$ der Kanäle für Ein- und Ausströmung vorliegt, muß das Excenter der Kurbel um einen Winkel $90 + \delta$ **vorangehen**. Der Winkel $\delta$ wird **Voreilwinkel**, die Größe $v$ das Voreilen für den Eintritt (**äußeres lineares Voreilen**), diejenige $v'$ das Voreilen für den Austritt (**inneres lineares Voreilen**) genannt. Bezeichnet ferner $r$ die Excentrizität des Excenters (also $2r$ den ganzen Schieberhub), so steht der Schieber in der linken Totlage der Kurbel um

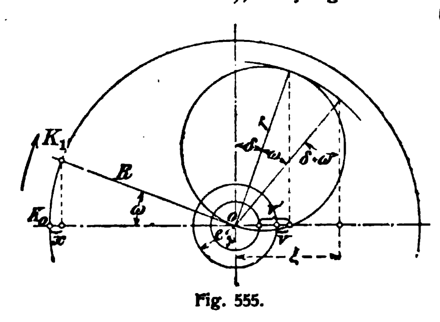


Fig. 555.

$$\xi = r \sin \delta = e + v = i + v'$$

**rechts** von seiner Mittellage.

Gelangt die Kurbel nach Drehung um einen beliebigen Winkel $\omega$ aus der Totlage $o K_0$ in die Lage $o K_1$, so führt auch das mit ihr auf gemeinsamer Welle $o$ befestigte Excenter eine entsprechende Drehbewegung aus, und es folgt **für den Schieberweg allgemein** (von der Mittellage des Schiebers aus gerechnet)

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) \quad \ldots \ldots \ldots \quad \mathbf{98}$$

Nimmt man die Gleichung für den **Kolbenweg** (für unendliche Schubstangenlängen)

$$x = R(1 - \cos \omega) \quad \ldots \ldots \ldots \quad \mathbf{99}$$

hinzu, so läßt sich, wenn $r$ und $\delta$ bekannt sind, mittels der Gl. 98 und 99 die zu jedem Kurbelwinkel gehörige Kolben- und Schieberstellung berechnen und umgekehrt. Dabei sind die Schieberausweichungen von der Mitte aus nach rechts **positiv**, diejenigen von der Mitte aus nach links **negativ** einzusetzen.

Für die Dampfverteilung, z. B. auf der linken Cylinderseite, kommen als entscheidende Schieberstellungen in der Reihenfolge ihres Auftretens in Betracht:

$\xi = + e$, Beginn der Vor-Einströmung (Rechtsgang des Schiebers),
$\xi = + e$, „ „ Expansion (Linksgang des Schiebers),
$\xi = - i$, „ „ Vor-Ausströmung (Linksgang des Schiebers),
$\xi = - i$, „ „ Kompression (Rechtsgang des Schiebers).

Für einen Schieber mit gegebenen Abmessungen lassen sich somit die Dampfverteilungsperioden berechnen oder umgekehrt unter Annahme der letzteren die Abmessungen des Schiebers feststellen. Hierbei kann die **Stegbreite** $b$ (Fig. 554) etwa

$$b = 0{,}5\,a + 10 \text{ mm},$$

ferner die **Weite des Auspuffkanals** (vergl. S. 625)

$$a_0 \geqq r + i + a - b$$

angenommen werden.

In übersichtlicherer Weise ergibt sich die Schieberbewegung in ihrer Abhängigkeit von der Kolben- bezw. der Kurbelbewegung durch Aufzeichnung der sogenannten **Schieberdiagramme.**

## 2. Schieberdiagramme.

Das **Reuleaux-Müllersche Schieberdiagramm** (Fig. 556). In diesem ist $K_0 O L$ die Kolbenweglinie, auf der die Kolbenwege $x$ zu messen sind. Die Schiebermittellinie $S O L$, von der aus die Schieberwege $\xi$ gemessen werden, ist entgegen der Drehrichtung der Kurbel um $90^0 + \delta$ zurückgedreht, demnach gegen die Totstellung der Kurbel um den Winkel $\delta$ geneigt. Kurbel- und Schieberkreis werden am einfachsten von gleicher Größe, d. h. zusammenfallend angenommen, und in irgend welchem Maßstabe gezeichnet. Für

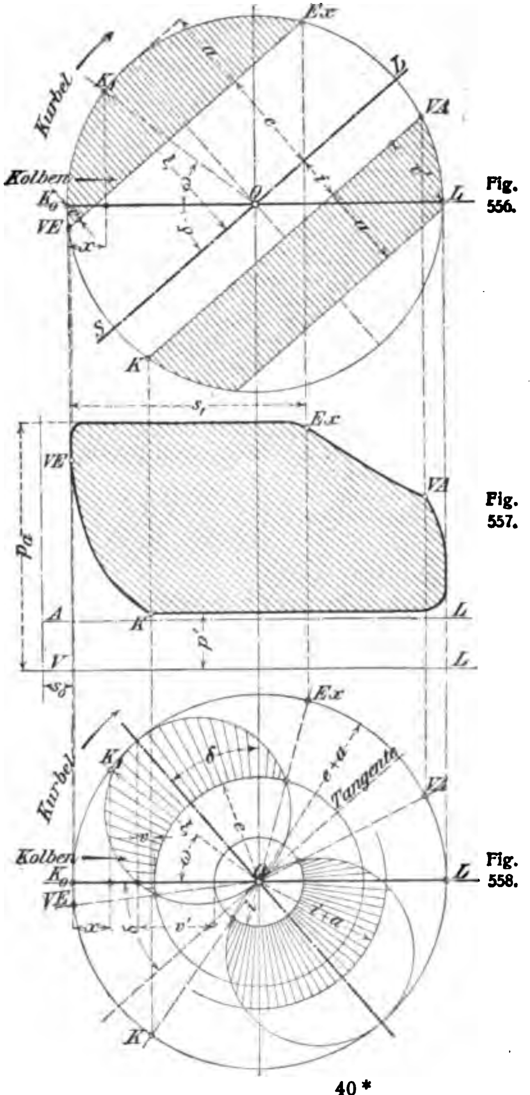



Fig. 556.

Fig. 557.

Fig. 558.

einen beliebigen Kurbelwinkel $K_0 O K_1 = \omega$ findet man den Kolbenweg $x$ durch Abloten des Punktes $K_1$ auf die Kolbenweglinie $K_0 O L$; durch Abmessen des senkrechten Abstandes des Punktes $K_1$ von der Schiebermittellinie $S O L$ ergibt sich der zugehörige Schieberweg $\xi$.

Das Diagramm ist zweckmäßig zur Ermittelung von $e$, $i$, $r$ und $\delta$ bei gegebener Dampfverteilung oder umgekehrt bei gegebenen Abmessungen der Steuerung ($a$, $e$, $i$, $r$, $\delta$) zur Ermittelung der Abschnitte im Dampfdiagramm für den Einlaß und Auslaß zu benutzen. Sind im ersteren Falle die Vor-Einströmung, Vor-Ausströmung und der Kompressionsbeginn — letzterer durch den Kompressions-Enddruck — in Teilen des Kolbenhubes vorgeschrieben, so lassen sich die bezüglichen Punkte $VE$, $VA$ und $K$ des gemeinsamen Kurbel- und Excenterkreises festlegen. Eine durch $VE$ und $K$ gelegte Gerade liefert den Voreilwinkel $\delta$ und die Austrittsdeckung $i$; die Parallele zur Schiebermittellinie $S O L$ durch $VE$ ergibt die Eintrittsdeckung $e$ und schneidet den Kreis in $Ex$, wodurch auch der Expansionsbeginn bestimmt ist.

Die Kanalweite $a$ findet man nach S. 625, und es ist dann $r = e + a + m$ zu setzen, wobei der Überlauf $m = 0$ oder als ein kleiner Bruchteil von $a$ angenommen werden kann. (In Fig. 556 ist $m = o$.) Für die Größen $e$, $i$ und $r$ des Diagramms ergeben sich absolute Werte durch Multiplikationen derselben mit der nach Vergleich der Strecke $a$ in dem Diagramm mit der gegebenen Kanalweite $a$ bestimmten Verhältniszahl.

Fig. 557 zeigt das zu dem Schieberdiagramm gehörige Dampfdiagramm.

Das Zeunersche Schieberdiagramm (Fig. 558) teilt mit dem Reuleaux-Müllerschen den Vorzug, daß es einfach (ohne Benutzung besonderer Kurven) aufzuzeichnen ist; es stellt die Schieberbewegung nicht in so unmittelbarem Zusammenhang mit dem tatsächlichen Vorgange dar wie dieses.

Die Kolbenwege $x$ werden auf der Linie $K_0 O L$ gemessen, die Schieberwege $\xi$ auf den Kurbelstellungen vom Mittelpunkte $O$ aus als Längen abgetragen. Bei unendlich langer Excenterstange liegen die Endpunkte von $\xi$ auf zwei Kreisen, die sich in $O$ berühren, die Excentrizität $r$ als Durchmesser haben und deren gemeinsame Tangente in $O$ mit der Kolbenweglinie $K_0 O L$ den Winkel $\delta$ bildet. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Scbieberwege als Sehnenlängen ab. Der obere Kreis (positiver Schieberkreis) gilt für die Schieberausweichungen nach rechts, der untere Kreis (negativer Schieberkreis) für die Schieberausweichungen nach links. Betrachtet man den aus $O$ beschriebenen Kreis $K_0 K_1 L$ als Kurbelkreis und zieht ferner mit den Halbmessern $e$ und $i$ Kreise um $O$, so geben durch die Schnittpunkte der letzteren mit den Schieberkreisen gelegte Strahlen die den entscheidenden Schieberstellungen entsprechenden Kolbenwege und Kurbelwinkel an. Desgleichen ergeben sich $v$ und $v'$. Die schraffierten Flächen der Schieberkreise zeigen die Größe der Einlaß- bezw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung; sie geben ein Bild von der Geschwindigkeit, mit der die Eröffnung und der Abschluß des Kanals von der Weite $a$ erfolgt.

Schieberellipsen (Fig. 559). Die Schieberellipse ist eine Darstellung der Steuerbewegung durch eine Kurve, die entsteht, wenn die Kolbenwege als Abscissen, die zugehörigen Schieberwege als Ordinaten,

und zwar die Ausweichungen rechts von der Schiebermittellage oberhalb, diejenigen links von der Schiebermittellage unterhalb der Kolbenweglinie aufgetragen werden. Bei unendlichen Stangenlängen ($l = \infty$) liegen die Endpunkte von $\xi$ auf einer Ellipse, bei endlichen Stangenlängen (in Fig. 559 für $l = 5\,R$ gezeichnet) auf einer unsymmetrischen ellipsenähnlichen Kurve. Die schraffierten Flächen der Ellipse geben die Größe der Einlaß- bezw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung an. Ebenso ergeben sich das äußere und innere lineare Voreilen $v$ bezw. $v'$ auf der den Kurbelkreis links bezw. rechts berührenden Senkrechten.

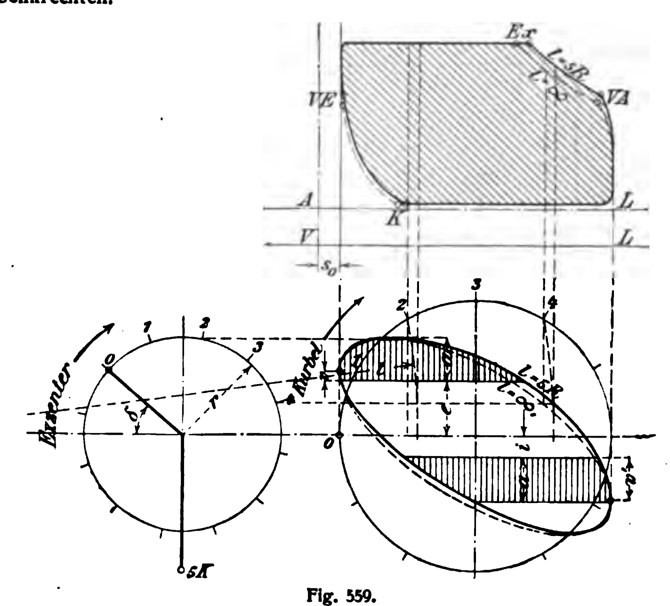


Fig. 559.

### 3. Berücksichtigung der endlichen Stangenlängen.

Die bisherigen Untersuchungen sind — ausgenommen diejenige über die in Fig. 559 dargestellte Schieberellipse — unter der Voraussetzung einer Schubstange von unendlicher Länge durchgeführt worden. Bei genaueren Ermittelungen ist die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge erforderlich. Damit ergeben sich nicht unbedeutende Verschiedenheiten der Dampfdiagramme für die beiden Maschinenseiten. In welchem Maße diese Verschiedenheiten auftreten, läßt sich an Hand der Fig. 560 bis 562 gezeichneten Schieber- und Dampfdiagramme übersehen. Es sind hier mit Hilfe des Reuleaux-Müllerschen (Fig. 560) und des Zeunerschen Diagramms (Fig. 562) die Dampfdiagramme (Fig. 561) für die Deckel- und Kurbelseite einer Maschine ermittelt, und zwar unter der Voraussetzung, daß $l = \infty$ bezw.

$l = 5\,R$ ist. Im letzteren Falle ist statt senkrechter Projektion der betreffenden Kurbelkreispunkte auf die Kolbenweglinie **Bogenprojektion** mit einem Halbmesser $l$ gleich der Schubstangenlänge auszuführen (s. S. 266). In dieser Weise ist in Fig. 560 und 562 und ebenso bei der in Fig. 559 dargestellten Schieberellipse verfahren.

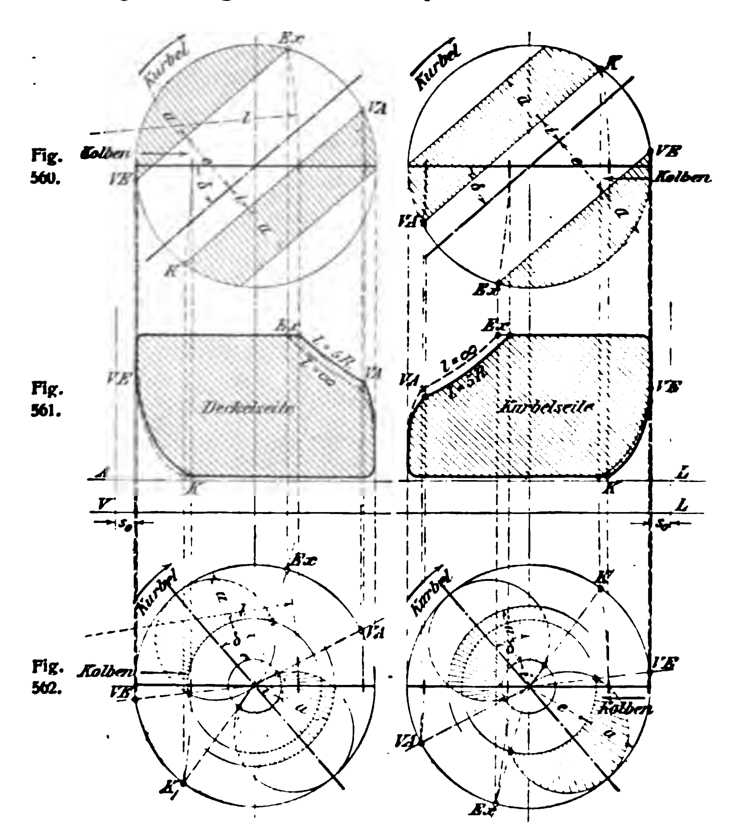



Fig. 560.

Fig. 561.

Fig. 562.

Die durch die endliche Excenterstangenlänge $l'$ hervorgerufene Abweichung des Schieberweges von dem für $l' = \infty$ läßt sich in ähnlicher Weise, wie dies bezüglich der Schubstange besprochen ist, durch Bogenprojektion mit einem Halbmesser $l'$ gleich der Excenterstangenlänge auf die Schieberweglinie berücksichtigen.

Wegen der meist verhältnismäßig großen Excenterstangenlänge im Verhältnis zum Schieberhub sind die betreffenden Schieberabweichungen nur gering und deshalb in der Regel zu vernachlässigen. Voll-

kommenen Ausgleich würde man mit einem unsymmetrischen Schieber erzielen, bei dem die Mitte der Einlaßkanten gegen die Mitte der Auslaßkanten um die Größe $\frac{e^2}{2\,l'}$ (nach rechts) versetzt und der auf gleiches lineares Voreilen eingestellt ist.

4. Abänderungen des einfachen Schiebers.

Zur Verringerung des schädlichen Raumes bei großer Cylinderlänge werden geteilte Schieber (Fig. 563) verwendet, die sich unabhängig

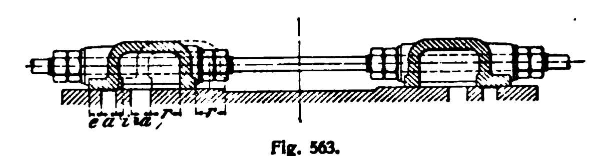


Fig. 563.

voneinander auf gemeinsamer Stange verstellen lassen. Die Weite des Auspuffkanales in jedem Schieberspiegel ist hier $a_0 \geq a$ zu nehmen. Im übrigen ergeben sich die Abmessungen des Schiebers und des Schieberspiegels aus Fig. 563.

Der Gitterschieber von Borsig, Fig. 564, findet bei den Niederdruckcylindern größerer stehender Verbundmaschinen Anwendung.

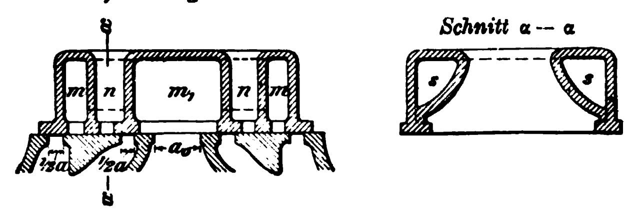



Fig. 564.

Behufs Verminderung des Schieberweges $2\,r$ sind an Stelle eines einzigen Dampfkanales $a$ auf jeder Seite deren zwei von halber Weite $\frac{1}{2}a$ angeordnet, so daß sich für die Excentrizität ergibt

$$r \geq e + \tfrac{1}{2}a.$$

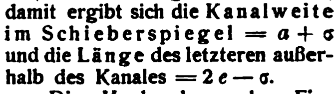
Sobald der Schieber um $e$ nach rechts gegangen ist, beginnt durch beide Kanäle $\frac{1}{2}a$ die Dampfeinströmung. Die Dampfausströmung ist dadurch ermöglicht, daß die inneren Kanäle unmittelbar, die äußeren Kanäle durch die Schieberräume $m$, $m$ und seitliche Kanäle $s$ mit dem Schieberraum $m_1$ bezw. mit dem Auspuffkanal $a_0$ in Verbindung stehen.

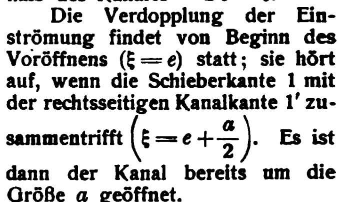
(Der Schieber kann, da die Kanäle $n$ nach oben ausmünden, auch als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung — für veränderliche Cylinderfüllungen — Anwendung finden, wobei auf seinem Rücken ein Expansionsschieber gleitet.)

Der Tricksche Kanalschieber (Fig. 565) gibt doppelte Eröffnung des Einströmkanales, indem diesem nicht nur von

der einen, sondern mittels eines Zwischenkanales $k$ auch von der anderen Schieberseite her Dampf zuströmt.

Die Abbildung zeigt den zum Niederdruckcylinder einer Dreifachexpansionsmaschine (Raumdiagramm derselben s. Fig. 551) gehörigen Trickschieber mit Reuleaux-Müllerschem Schieberdiagramm und zugehörigem Dampfdiagramm. (Die Punkte $VA$ und $K$ des letzteren — für Beginn der Vor-Ausströmung und Kompression — sind mittels des ersteren ermittelt.) Ist $a$ die nach S. 625 berechnete Kanalweite, so macht man die Weite des Zwischenkanales $= {}^1/_2 a$. Die Stegstärke kann, je nach der Größe des Schiebers, 1 bis 2 cm gewählt werden; damit ergibt sich die Kanalweite im Schieberspiegel $= a + \sigma$ und die Länge des letzteren außerhalb des Kanales $= 2e - \sigma$.





Die Verdopplung der Einströmung findet von Beginn des Voröffnens ($\xi = e$) statt; sie hört auf, wenn die Schieberkante 1 mit der rechtsseitigen Kanalkante 1′ zusammentrifft $\left(\xi = e + \frac{a}{2}\right)$. Es ist dann der Kanal bereits um die Größe $a$ geöffnet.

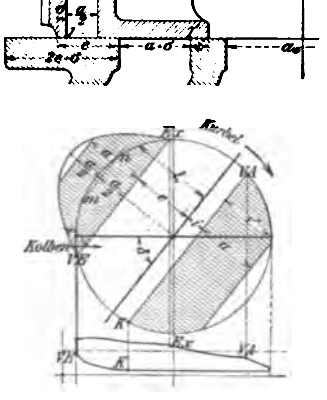


Fig. 565.

Das Schieberdiagramm ist dasselbe wie bei dem gewöhnlichen Muschelschieber, nur hat man von der Vor-Einströmung ($VE$) bis zur Kanalöffnung ${}^1/_2\, a$ (Punkt $m$ in Fig. 565), ebenso von $n$ bis $Ex$ die Eröffnungen über den mit der Excentrizität $r \geqq e + \frac{a}{2}$ als Halbmesser geschlagenen Schieberkreis hinaus nochmals aufzutragen. Für die Auslaßseite ist die Gleichung zu erfüllen

$$r \geqq a + i.$$

Die auf Tafel VI abgebildete stehende Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg zeigt einen Trick-Kolbenschieber mit Liderungsringen an den Enden zum Regeln der Dampfverteilung des zugehörigen Niederdruckcylinders. Das Gewicht dieses Schiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Der in Fig. 566 dargestellte, als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung mit Durchlaßkanälen versehene Weißsche Schieber gibt zufolge einer eingesetzten Zwischenwand und des entsprechend gestalteten Schieberspiegels doppelte Eröffnung des Ausströmkanales, sobald sich der Schieber aus seiner Mittellage um $\xi = i$, z. B. nach rechts bewegt hat. Die Eröffnung des Ausströmkanales erfolgt somit schneller als beim gewöhnlichen Muschelschieber, und es hat dieser Kanal in der Totlage der Kurbel (oder bereits vorher) schon seine volle Eröffnung erreicht, womit Droßlungen bei Beginn der Aus-

strömung vermieden werden. Ebenso schnell wie die Eröffnung erfolgt bei diesem Schieber auch die Schließung des Ausströmkanales. Um möglichst hohe Kompression zu erzielen, verbindet Weiß während kurzer Zeit die beiden Seiten des Kolbens durch Überströmspalten miteinander. Diese Verbindung beginnt, wenn der Schieber um $\xi = u$ vor seiner Mittellage steht und sich derselben nähert; sie hört auf, wenn der Schieber bei Entfernung aus seiner Mittellage diese um $u$ überschritten hat. Die betreffenden Kurbellagen im Zeunerschen Schieberdiagramm (Fig. 568) ergeben sich durch die Schnittpunkte des um den Mittelpunkt des Kurbelkreises mit $u$ als Halbmesser gezogenen Kreises mit den beiden Schieberkreisen.

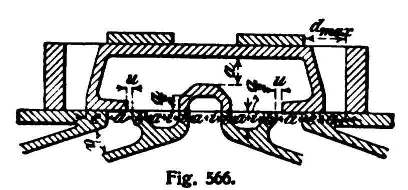


Fig. 566.

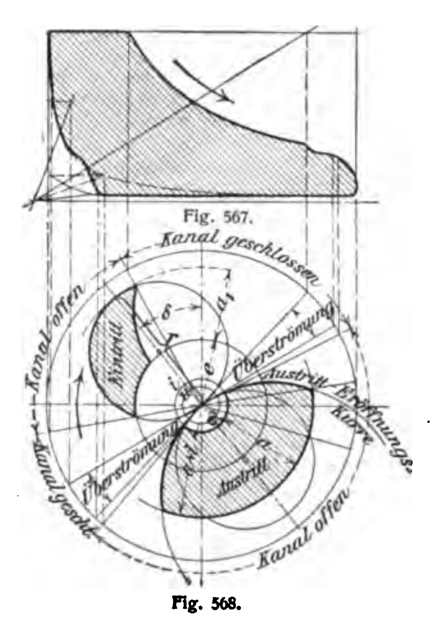



Fig. 567.

Fig. 568.

Zur Bestimmung der Schieberabmessungen ist zunächst, wie früher, die Kanalweite $a$ unter Zugrundelegung einer mittleren Eintrittgeschwindigkeit des Dampfes zu berechnen, darnach

$$u \sim \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2} \quad . \quad \mathbf{100}$$

zu wählen, wobei, je nach der Größe der Maschine, die Sicherheitsdeckung

$$\sigma = 2 \text{ bis } 6 \text{ mm}$$

gesetzt werden kann.

Man geht jedoch bei den kleinsten Maschinen nie unter $u = 3$ mm und vergrößert ferner bei raschlaufenden Maschinen den aus Gl. 100 für $u$ berechneten Wert noch um einige Millimeter, damit der Druckausgleich — die Überströmung durch die Spalte $u$ — sich wirklich vollständig vollziehen kann.

Damit wird die innere Überdeckung

$$i = u + \sigma.$$

Für die Stegstärke genügt bei dieser Steuerung

$$b = 0{,}3\,a + 10 \text{ mm}.$$

Die äußere Deckung kann

$$\text{bis} \left.\begin{matrix} e \sim 0{,}7\,a + 0{,}6\,\sigma \\ e \sim 0{,}9\,a + 0{,}6\,\sigma \end{matrix}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{101}$$

und zwar der obere Wert bei Auspuff-, der untere Wert bei Kondensationsmaschinen, ferner die untere Weite des Durchgangskanales im Grundschieber

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } 0{,}85\,a$$

gewählt werden.

Damit folgt für die Excentrizität

$$r = a_1 + e.$$

Der Voreilwinkel ist bestimmt durch

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r},$$

worin $v = 0{,}25\,a$ bis $0{,}3\,a$ zu nehmen ist.

Trägt man das Zeunersche Schieberdiagramm mit dem zugehörigen Dampfdiagramm (Fig. 567) auf, so ist ersichtlich, daß — obschon der Beginn der Ausströmung nur etwa 6 bis 8 % vor Hubende liegt — der Ausströmkanal schon seine volle Eröffnung erreicht, wenn die Kurbel noch um $\sim 10^0$ bis $15^0$ (je nachdem der obere oder untere Wert von $e$ aus Gl. 101 genommen wird, vor ihrer Totlage steht (vergl. Z. d. V. d. I., 1896, S. 546).

### 5. Veränderung des Füllungsgrades.

Eine Veränderlichkeit der Expansion läßt sich bei Maschinen mit einfacher Schiebersteuerung durch Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels des Excenters erreichen, sobald dasselbe nicht mehr fest, sondern beweglich auf der zugehörigen Welle angeordnet und z. B. durch einen Flachregler in einer dem jeweiligen Beharrungszustande der Maschine entsprechenden Lage festgehalten wird. Hierbei bewegt sich, je nachdem der Flachregler eine Verdrehung des Excenters auf einer zweiten excentrischen Scheibe u. s. w. oder eine geradlinige Verschiebung des Excenters bewirkt, der Mittelpunkt desselben auf einer Kurve (Kreisbogen) oder auf einer geraden Linie — der sog. Centralkurve —, wobei im ersteren Falle auch das lineare Voreilen eine von der Gestalt der Kurve abhängige Veränderlichkeit erfährt. In der Regel wird die Forderung gestellt, daß das lineare Voreilen sich bei den verschiedenen Füllungen nicht wesentlich ändert, d. h. die Verstellung des Excentermittelpunktes ganz oder nahezu in einer Geraden erfolgt, die mit der Richtung der Kurbel einen rechten Winkel einschließt.

In Fig. 569 wird die Führung des Excenters in einer geraden Linie dadurch verwirklicht, daß das Excenter mit einem Gleitstück verbunden ist, welches sich zwischen Schlittenbahnen bewegt.

Angenäherte Geradführung läßt sich dadurch erzielen, daß das Excenter um einen festen Punkt gedreht wird. Je weiter derselbe vom Excentermittel entfernt ist, um so mehr nähert sich die Centralkurve der geraden Linie.

In Fig. 570 ist zu dem Zwecke das Excenter mit einem längeren Arm versehen, dessen Endpunkt an einem Arme des Schwungrades oder einer besonderen Scheibe drehbar befestigt ist. Das lineare Voreilen wächst hierbei mit der Verkleinerung der Füllung bezw. mit der Größe der Expansion.

Bei dem an schnellaufenden Maschinen, Bauart Dörfel-Pröll, angewendeten Flachregler ist, wie Fig. 571 erkennen läßt, auf der Steuerwelle ein besonderes Excenter aufgekeilt und über dieses erst das eigentliche Steuerexcenter drehbar angeordnet. Hierbei ist das Voreilen stärker veränderlich als vordem, doch nimmt es mit der Größe der Expansion ab. Dies ist, sofern die Veränderlichkeit innerhalb gewisser Grenzen bleibt, nicht als Nachteil der Steuerung anzusehen.

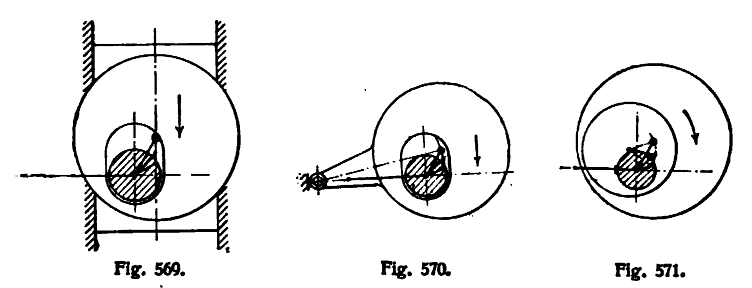


Fig. 569. Fig. 570. Fig. 571.

Zuweilen werden beide Excenter durch den Flachregler in entgegengesetztem Sinne gedreht, oder es wirkt derselbe mittels einer Gelenkgeradführung auf das Excenter ein. In beiden Fällen wird der Mittelpunkt des Excenters annähernd auf einer geraden Linie verschoben.

Auch durch Verbindung mit einer Kulissensteuerung (s. d.) können mit dem einfachen Schieber veränderlicher Excenterhub und veränderlicher Voreilwinkel erreicht werden.

Um die jeweiligen Änderungen in der Dampfverteilung verfolgen zu können, empfiehlt es sich, die verschiedenen Stellungen des Excenters entsprechenden Zeunerschen Schieberdiagramme aufzuzeichnen.

In einfacher Weise läßt sich eine Veränderung der Expansion (auch eine Umsteuerung) der Maschine beim Stillstande derselben von Hand dadurch erreichen, daß das auf der betreffenden Welle bewegliche Excenter durch einen in den kreisförmigen Schlitz einer auf der Welle festgekeilten Scheibe greifenden Schraubenbolzen mit der letzteren verbunden wird. Nach Lösen des Schraubenbolzens läßt sich das Excenter verdrehen — bei beabsichtigter Umsteuerung der Maschine um den Winkel $180 - 2\delta$ — und durch die damit bewirkte Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels für beliebige Füllungsgrade — innerhalb zulässiger Grenzen — einstellen.

## b) Doppelschiebersteuerungen.

### 1. Allgemeines.

Bei den gebräuchlichen Doppelschiebersteuerungen (Meyer, Rider) bewegt sich auf dem Spiegel des Schieberkastens ein dem gewöhnlichen Muschelschieber ähnlicher, jedoch noch mit Durchlaßkanälen auf jeder Seite für den Einströmdampf versehener Grund- oder Verteilungsschieber, der die Vor-Einströmung, Vor-Ausströmung und den Beginn

der Kompression steuert, während durch einen zweiten, auf dem Rücken des Grundschiebers gleitenden Expansionsschieber — aus zwei getrennten, rechteckigen Platten (Meyer-Steuerung) oder aus einer einzigen oder aus mehreren trapezförmigen bezw. im abgewickelten Zustande trapezförmigen Platten (Rider-Steuerung) bestehend — der Beginn der Expansion festgelegt wird. Um veränderliche Expansion zu erhalten, werden bei der Meyer-Steuerung, wie Fig. 572 ersichtlich,

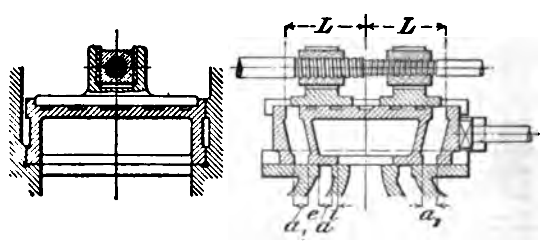
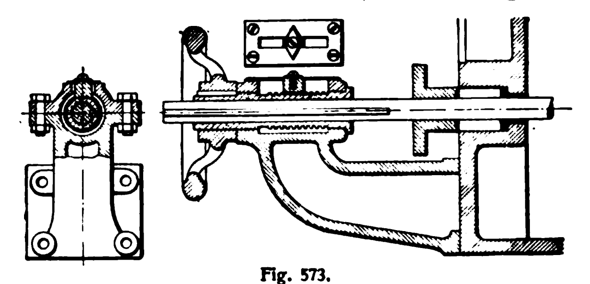


Fig. 572.

die beiden Expansionsplatten mit ihrer Schieberstange durch besondere Einlegstücke verbunden, die mit entgegengesetzt geschnittenem Muttergewinde versehen sind, während die Schieberstange entsprechendes Schraubengewinde trägt. Durch Drehung der Schieberstange in dem einen oder dem anderen Sinne werden die Platten einander genähert oder


Fig. 573.

voneinander entfernt, wodurch eine Vergrößerung bezw. Verkleinerung der Füllung hervorgebracht wird, wie noch näher zu besprechen bleibt. Die Drehung der Schieberstange geschieht durch den Maschinenwärter mit Hilfe des Handrades einer Stellvorrichtung mit Skala (Fig. 573); es findet sonach bei der gewöhnlichen Bauart der Meyer-Steuerung keine selbsttätige Verstellung durch den Regulator statt.

Bei der Rider-Steuerung bedarf es zur Füllungsänderung nur einer Querverschiebung (Verdrehung) des Expansionsschiebers, die durch eine Drehung der Expansionsschieberstange herbeigeführt wird, und zwar kann letztere Bewegung durch den Regulator hervorgebracht werden.

Um die Wirkung des Expansionsschiebers beurteilen zu können, ist die Relativbewegung desselben gegen den Grundschieber zu ermitteln.

Bezeichnet

$r$ und $\delta$ die Excentrizität und den Voreilwinkel des Grundexcenters,

$r_0$ und $\delta_0$ die Excentrizität und den Voreilwinkel des Expansionsexcenters,

so folgt für den Weg des Grund- bezw. Expansionsschiebers nach Drehung der Kurbel um einen beliebigen Winkel $\omega$ aus der Totlage (von der Mittellage der Schieber aus gerechnet) nach Fig. 574

$$\xi = r \sin(\delta + \omega)$$

bezw. $\xi_0 = r_0 \sin(\delta_0 + \omega)$.

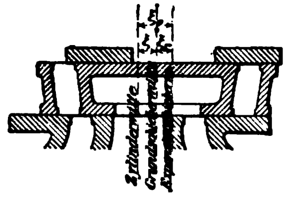


Fig. 574.

Die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber ist

$$\xi_r = \xi_0 - \xi = r_0 \sin(\delta_0 + \omega) - r \sin(\delta + \omega) = (r_0 \sin\delta_0 - r \sin\delta)\cos\omega + (r_0 \cos\delta_0 - r\cos\delta)\sin\omega.$$

Dieser Ausdruck stimmt in der Form mit der bei der einfachen Schiebersteuerung erhaltenen Gl. 98

$$\xi = r\sin(\delta + \omega) = (r\sin\delta)\cos\omega + (r\sin\delta)\sin\omega$$

überein. Es stellt sich sonach die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als eine Schieberbewegung dar, die durch ein Relativexcenter hervorgebracht wird, dessen Bestimmungsstücke (Excentrizität $r_r$ und Voreilwinkel $\delta_r$) sich aus den Gleichungen

$$r_r \sin\delta_r = r_0 \sin\delta_0 - r\sin\delta$$
$$r_r \cos\delta_r = r_0 \cos\delta_0 - r\cos\delta$$

ergeben. Es ist hiernach

$$r_r = \sqrt{r^2 + r_0^2 - 2\, r\, r_0 \cos(\delta_0 - \delta)}$$

und

$$\operatorname{tg}\delta_r = \frac{r_0 \sin\delta_0 - r\sin\delta}{r_0\cos\delta_0 - r\cos\delta}.$$

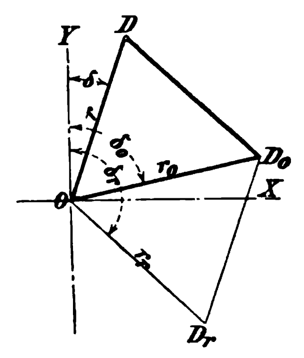



Fig. 575.

Konstruiert man aus den beiden Excentrizitäten $r$ und $r_0$ das Parallelogramm $O\,D\,D_0\,D_r\,O$ (Fig. 575), so ist $O\,D_r$, da es bezüglich seiner Größe und Lage den vorstehenden beiden Gleichungen Genüge leistet, die gesuchte Relativexcentrizität $r_r$. Das Parallelogramm kann aber auch benutzt werden, um aus den beiden Seiten $r$ und $r_r$ desselben die Excentrizität $r_0$ und den Voreilwinkel $\delta_0$ des Expansionsexcenters zu ermitteln. Allgemein ausgedrückt, ergibt sich die Expansionsexcentrizität als die Diagonale eines Parallelogramms, welches Grund- und Relativexcentrizität als Seiten hat.

Um eine richtige Dampfverteilung bei Doppelschiebersteuerungen zu erhalten, darf, wenn der Expansionsschieber den Durchlaßkanal $a_1$ (Fig. 572) im Grundschieber geschlossen hat, die Wiedereröffnung desselben durch den ersteren nicht eher stattfinden,

als bis der Grundschieber den Kanal $a$ im Schieberspiegel geschlossen hat. Anderseits muß aber die Eröffnung erfolgt sein, bevor der Grundschieber dem Dampf wieder Zutritt zu derselben Cylinderseite gewährt, d. h. vor Beginn der Vor-Einströmung des Dampfes in den Cylinder.

## 2. Meyer-Steuerung.

Die Abmessungen der beiden Schieber u. s. w. lassen sich unter Berücksichtigung gegebener Grundlagen mittels des Zeunerschen

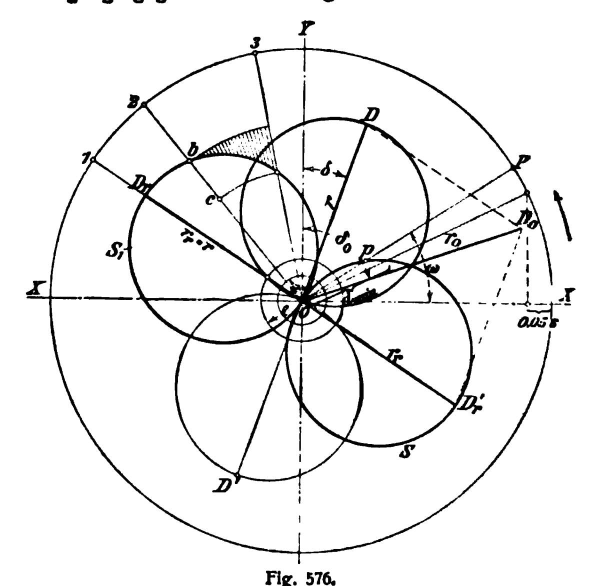


Fig. 576.

oder des Müller-Reuleauxschen Schieberdiagramms ermitteln. In Fig. 576 ist das erstere unter der Voraussetzung unendlicher Länge der Schubstange entworfen.

Man berechnet zunächst die Kanalweite $a$, ermittelt $\delta$ und $r$ für das Grundexcenter, ferner die innere und äußere Überdeckung $i$ bezw. $e$ für den Grundschieber in ähnlicher Weise, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, und trägt hierauf, entgegengesetzt zur Drehrichtung der Maschine, von der Lotrechten $OY$ aus den Voreilwinkel $\delta$ und auf dem neuen Schenkel desselben die Excentrizität $OD = r$ ab, verlängert dieselbe nach rückwärts und schlägt über $OD$ bezw. über dessen Verlängerung $OD' = OD$ als Durchmesser die sog. Grundschieberkreise, sodann mit den Halbmessern $i$ und $e$ Kreise um $O$. Legt man nun ferner die Mittellinie $OD_r$ des Relativschieberkreises durch den Schnittpunkt des $e$-Kreises mit dem oberen Grundschieberkreis, d. h. in den nach Aufzeichnung des Kurbelkreises erhaltenen Strahl $O\,1$, macht

$OD_r = r_r = r$ und schlägt über $OD_r$ bezw. dessen Verlängerung $OD_r = OD_r$ als Durchmesser die Relativschieberkreise, so ist durch Ergänzung des Parallelogramms aus den Seiten $r$ und $r_r$ und durch Ziehen der Diagonale das Expansionsexcenter nach Excentrizität $r_0$ und Voreilwinkel $\delta_0$ festgestellt.

$S$ heißt der positive, $S_1$ der negative Relativschieberkreis. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Größe der Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als Sehnenlängen ab, und zwar geben die Sehnen im positiven relativen Schieberkreis an, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ rechts, diejenigen im negativen relativen Schieberkreis, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ links steht.

Zieht man z. B. unter einem beliebigen Winkel $\omega$ einen Strahl $OP$, so findet man, daß hierbei der relative Schieberweg $\xi_r = Op$ ist, d. h. die Mitte des Expansionsschiebers steht um $Op$ rechts von der Mitte des Grundschiebers, oder der Expansionsschieber steht um $Op$ relativ rechts.

Alsdann hat man sich für die Füllungsgrenzen, d. h. für die größte und kleinste Betriebsfüllung, zu entscheiden, mit der die Steuerung arbeiten soll. Die größte Füllung findet ihre Grenze in derjenigen Füllung, welche der Grundschieber allein wirkend geben würde — im Diagramm entsprechend einem Kurbelwinkel $X_2'O\,1$. Die kleinste Füllung wird stets größer als die Null-Füllung sein müssen; sie kann in den meisten Fällen zu etwa 0,05 des Kolbenhubes angenommen werden.

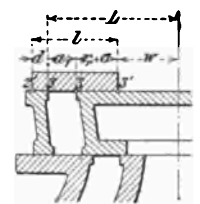


Fig. 577.

Im Diagramm liefern die zu den Kurbelstellungen für die kleinste und größte Füllung gehörigen Sehnen des positiven bezw. negativen Relativschieberkreises denjenigen Betrag $d_{min}$ bezw. $d_{max}$, um welchen bei der relativen Mittellage beider Schieber die äußeren Kanten 2 (Fig. 577) der Durchlaßkanäle $a_1$ von denjenigen 2′ des Expansionsschiebers überdeckt werden oder nicht. $d_{max}$ ist hiernach als negative Deckung (für die größte Füllung) zu betrachten.

Für die Ermittelung der Expansionsschieberlänge ist die kleinste Füllung zugrunde zu legen. Diese Länge ergibt sich, wenn die inneren Kanten 3′ des Expansionsschiebers jene 3 der Durchlaßkanäle in den äußersten Relativstellungen noch um $\sigma = 5$ bis 10 mm überdecken sollen, zu

$$l = r_r + d_{min} + a_1 + \sigma.$$

Die Entfernung der abschließenden Kante 2 des Durchlaßkanals von der Mitte beträgt mit dem aus dem Diagramm zu entnehmenden $d_{max}$ bei ganz zusammengeschraubten Platten

$$L = l - d_{max} = r_r + a_1 + \sigma + w,$$

wenn

$$w = d_{min} - d_{max}$$

den Abstand der inneren Kanten 3′ der Expansionsschieberplatten von der Mitte bezeichnet.

Sofern, wie angenommen wurde, die beiden Platten bei der größten Füllung mit ihren inneren Kanten zusammenfallen, ist $d_{min} - d_{max}$ auch die Verstellungsgröße $s$, um welche die Platten durch die Schraube insgesamt verschoben werden müssen.

Die Weite des Durchlaßkanals im Grundschieber wird

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } a$$

genommen.

Gibt z. B. in Fig. 576 der Strahl $O\,2$ die Kurbelstellung für die größte Füllung an und macht man $b\,c = a_1$, so erhält man in $O\,3$ die Kurbelstellung, bei der das Zuschieben des Durchlaßkanals beginnt, welches in $O\,2$ vollendet ist. Die Schraffierung gibt ein Bild des Zuschiebens. Das dieser Füllung entsprechende $d_{max}$ ist gleich der Sehne $O\,b$ des negativen Relativschieberkreises.

Aus dem Diagramm läßt sich auch der Betrag ermitteln, um welchen der Expansionsschieber aus der Lage für die größte Füllung verstellt werden muß, um eine beliebig gewählte Füllung zu erhalten. Diese Ermittelung ist für eine Anzahl von Füllungen durchzuführen, wenn die Skala auf der Fig. 573 ersichtlichen Stellvorrichtung angebracht werden soll.

Bei der Meyer-Steuerung mit großer Schraube kann die Verstellung der Expansionsschieberplatten durch den Regulator erfolgen. Die Schraube ist als besonderes Gußstück auf der glatten Expansionsschieberstange befestigt und mit einem Links- und Rechtsgewinde von großer Ganghöhe versehen, derart, daß nur etwa eine halbe Drehung der Schraube für die ganze Verstellung nötig ist. Das Muttergewinde ist unmittelbar an den Expansionsschiebern ausgeführt, und zwar nur für einen kleinen Teil des ganzen Umfanges.

Der Regulator bewegt in diesem Falle gewöhnlich eine Zahnstange, die in ein auf der Schieberstange angebrachtes Zahnrad eingreift. Für den erforderlichen Drehungswinkel $\gamma$ der Schraube gilt

$$\frac{\gamma}{360} = \frac{s}{h},$$

worin $s$ die Verstellungsgröße (Gesamtverschiebung der Platten durch die Schraube), $h$ die Schraubenganghöhe bedeutet.

Bezeichnet $d$ den mittleren Gewindedurchmesser der Schraube, so kann

$$h \leqq \frac{1}{7}\,d\,\pi$$

genommen werden.

Für genauere Ermittelungen sollte auch bei der Meyer-Steuerung die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nicht unterlassen werden.

### 3. Rider-Steuerung.

Die Rider-Steuerung stimmt in den Grundlagen mit der Meyer-Steuerung überein und stellt sich nur als eine konstruktive Abänderung derselben dar. Fig. 578 veranschaulicht die einfachste Bauart der Rider-Steuerung mit dem zugehörigen Schieberkasten[1]. Die Durch-

[1] Zu einer liegenden Dampfmaschine 220 500 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

laßkanäle des Verteilungsschiebers münden in dessen Grundfläche in der gewöhnlichen Weise aus, während sie im cylindrisch ausgeführten Rücken desselben in einem Winkel zusammenlaufen. Die steuernden

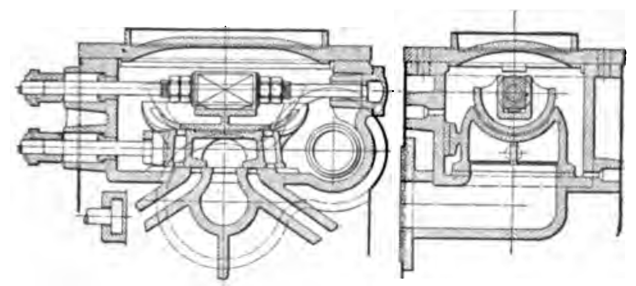


Fig. 578.

Kanten des, gleichwie der Grundschieberrücken, einen Teil eines Cylinders bildenden (offenen) Expansionsschiebers sind Schraubenlinien, die in der Ebene schräge Gerade darstellen, so daß für den Expansionsschieber eine Trapezform entsteht.

Fig. 579 zeigt die Abwickelung des oberen Spiegels vom Grundschieber, Fig. 580 diejenige der einen Hälfte des Expansionsschiebers. Die Füllungsänderung wird durch eine Drehung der Expansionsschieberstange und des auf ihr befestigten Expansionsschiebers herbeigeführt. Damit wird der Abstand der Schieberkanten von den Kanalkanten geändert, also dasselbe erzielt, was bei der Meyer-Steuerung durch Drehung der mit Links- und Rechtsgewinde versehenen Schieberstange erreicht wird.

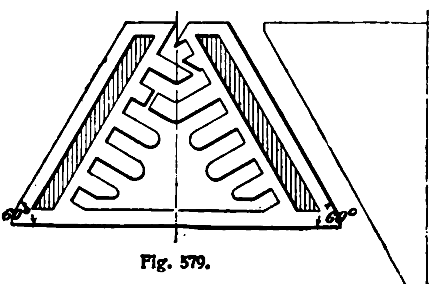



Fig. 579.

Fig. 580.

Häufig findet, um keine zu großen Längenabmessungen der Schieber (in Richtung der Schieberstangen) zu erhalten, eine Teilung der beiden schrägen Einlaßkanäle in je zwei, drei und mehr Öffnungen statt, wobei dann der abgewickelte Expansionsschieber ebenfalls aus zwei, drei oder aus mehreren miteinander verbundenen Trapezen besteht, die im aufgerollten Zustande einen geschlossenen Cylinder bilden, der vom Verteilungsschieber umgeben ist.

Fig. 581 zeigt eine derartige entlastete Rider-Steuerung mit zugehörigem Schieberkasten [1]). Es sind hier noch, um die zu den

[1]) Zu einer liegenden Dampfmaschine 400/800 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

Enden des Dampfcylinders führenden Kanäle möglichst kurz zu erhalten, Grund- und Expansionsschieber *a* bezw. *b* in zwei getrennten Teilen ausgeführt. Jeder Grundschieber ist wieder aus zwei Teilen hergestellt, die je mit einem schrägen Einlaßkanal versehen sind. Der schräge Kanal des Oberteils jedes Grundschiebers verläuft entgegengesetzt zu dem des Unterteils und steht mit diesem durch zwei seitliche Kanäle in Verbindung.

Fig. 581.

Der Expansionsschieber *b* hat in der Abwickelung, wie Fig. 582 zeigt, die Form von zwei Trapezen, die im aufgerollten Zustande einander diametral gegenüber liegen; hierdurch wird eine nahezu vollständige Entlastung dieses Schiebers erreicht, so lange er sich dampf-

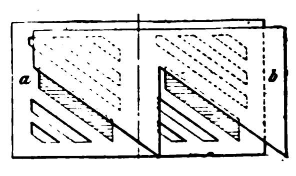


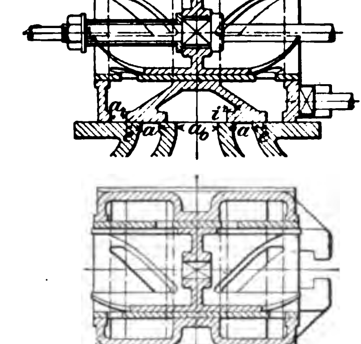
Fig. 582.

dicht in dem Grundschieber bewegt. Die Abwickelung des oberen Spiegels vom Grundschieber *a* ist in Fig. 582 ebenfalls dargestellt. (Mit $r = 40$ und $r_0 = 32$ mm ergibt sich bei dieser Steuerung eine Vor-Einströmung von 1,5, eine Vor-Ausströmung von 5,0 und eine Kompression von 7,5 % des Kolbenhubes; die äußere und innere Überdeckung betragen 10 bezw. 2 mm.)

Eine Teilung des Grundschiebers läßt sich vermeiden, wenn die Einlaßkanäle behufs Erleichterung der Bearbeitung ihrer Kanten, wie Fig. 583 ersichtlich, in einer dampfdicht eingesetzten Büchse des Grundschiebers angeordnet werden. Die Büchse besitzt im vorliegenden Falle an jeder Seite drei schräge Öffnungen für den Dampfeinlaß — entsprechend drei aneinander hängenden Trapezen des abgewickelten Expansionsschiebers —, die durch seitliche Erweiterungen des Grundschiebers miteinander in Verbindung stehen.

Um eine Entlastung des Grundschiebers herbeizuführen, wendet die Sächsische Maschinenfabrik in Chemnitz an ihren stehenden Dampfmaschinen mit Rider-Steuerung eine sog. Entlastungs-

kammer an. Diese wird, wie Fig. 584 zeigt, gegen den im Schieberkasten stehenden Dampf durch die geteilte Stahlmembran $a\,a_1$ ab-



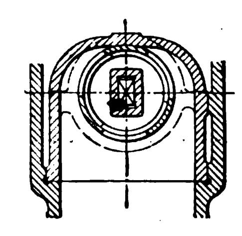


Fig. 583.

geschlossen, die sich einerseits gegen den festen Schieberkastendeckel, anderseits gegen den an diesem Deckel gehaltenen Schleifring *b* abdichtet. Unter dem letzteren gleitet der mit eingesetzter Büchse versehene Grundschieber. Jedes Abdrücken desselben infolge übermäßiger Kompression wird von der Tellerfeder *d* aufgenommen, die von außen gegen den Schleifring nachgestellt werden kann. Bemerkenswert ist noch die in Fig. 584 angedeutete Einrichtung zum Schmieren des Schieberspiegels.

Häufiger wird der Verteilungsschieber zum Zwecke seiner Entlastung, gleichwie der Expansionsschieber, als Kolbenschieber ausgebildet. Auf Tafel VI ist eine derartige Rider-Kolbenschiebersteuerung zum Regeln der Dampfverteilung des Hochdruckcylinders einer stehenden Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg ersichtlich. Beide dampfdicht ineinander geführte Schieber sind aus Tiegelguß gefertigt. Der innere Expansionsschieber ist über die schraubenförmigen Steuerkanten hinaus verlängert, so daß diese jetzt als die Begrenzung von Spalten auftreten — die trapezförmige Form des abgewickelten

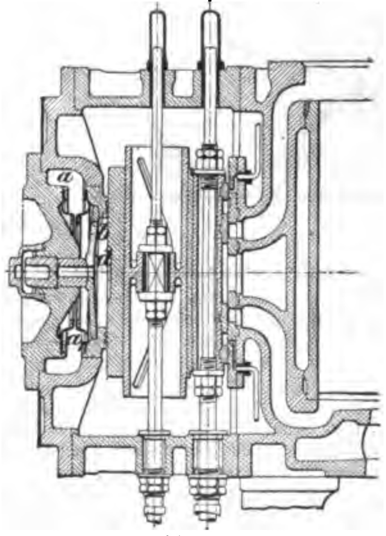


Fig. 584.

Schiebers also verloren geht. Das Gewicht des Grundschiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Bei der Rider-Kolbenschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schl. wird nicht, wie gewöhnlich, der innere Expansionsschieber, sondern der diesen umgebende Grundschieber vom Regulator verstellt. Hiermit sollen, da die Schieber während des Betriebes selten längere Zeit auf gleichen Stellen hin und her gehen, Riefenbildungen auf den Gleitflächen derselben vermieden werden, — die Schieber infolgedessen dauernd dicht laufen.

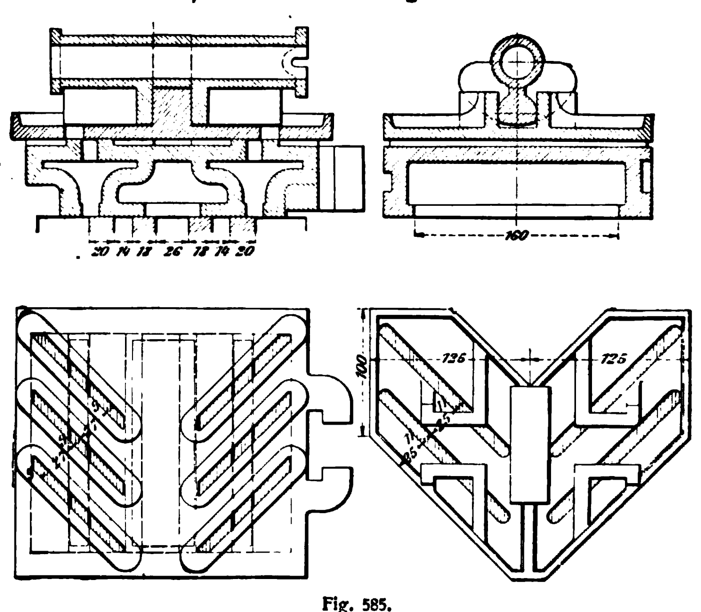



Fig. 585.

Die Stopfbüchsen der Schieberstangen sind nur gegen den Abdampf abzudichten, wenn Rider-Kolbenschiebersteuerungen mit innerer Einströmung an Verteilungs- und Expansionsschieber ausgeführt werden. In derartigen Fällen sind Grund- und Expansionsexcenter, gegenüber solchen Steuerungen mit äußerer Einströmung, diametral entgegengesetzt zu befestigen, um eine richtige Dampfverteilung zu erhalten. Es ist auch darauf zu achten, daß die im Rücken des Verteilungsschiebers in der Mitte anzuordnenden Öffnungen für den zuströmenden Frischdampf bei allen Stellungen des Schiebers den erforderlichen Querschnitt $f$ besitzen.

Zuweilen wird bei der gewöhnlichen Rider-Steuerung nicht nur die Lauffläche des Grundschiebers, sondern auch diejenige des Expansionsschiebers und der letztere selbst als Ebene ausgebildet. Eine solche

Rider-Flachschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz zeigt Fig. 585.

Die geradlinige Verschiebung des Expansionsschiebers geschieht dadurch, daß entweder die Schieberstange mit einem Zahnradsegment versehen wird, welches in eine Zahnstange auf dem Schieberrücken eingreift, oder dadurch, daß nur ein Zahn von größeren Abmessungen ausgebildet wird, der in eine entsprechende Lücke am Schieber eingreift.

Fig. 585 zeigt die letztgenannte Anordnung und läßt erkennen, wie dieser Zahn in zwei Teilen beiderseits von einer Platte ausgeführt ist, die, von zwei Rippen des Schiebers schließend umfaßt, die hin und her gehende Bewegung in der Stangenrichtung auf diesen übertragen.

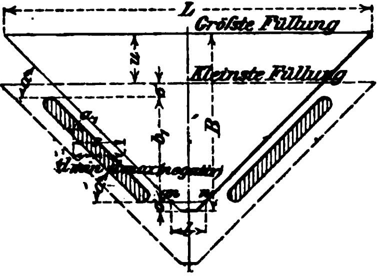


Fig. 586.

Zur Bestimmmung der Abmessungen eines einfachen Riderschiebers können dieselben Schieberdiagramme wie bei der Meyer-Steuerung benutzt werden.

Denkt man sich einen offenen Expansionsschieber der in Fig. 578 ersichtlichen Bauart mit seinem Spiegel in die Ebene abgewickelt, so entspricht in der Fig. 586 angegebenen relativen Mittellage beider Schieber die punktiert angegebene Lage des Expansionsschiebers mit einer Deckung von $d_{min}$ der kleinsten, die ausgezogene Lage mit einer (negativen) Deckung von $d_{max}$ der größten Füllung. Die größte Querverschiebung des Expansionsschiebers ist daher

$$u = (d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} \alpha.$$

Der Querschnitt der Durchlaßkanäle ergibt sich aus

$$f = a\,b = a_1\,b_1.$$

Man nehme, wie bei der Meyer-Steuerung,

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ bis } a$$

und dabei die Kanalbreite

$$b_1 = b,$$

oder auch $a_1 = a$ und dabei

$$b_1 = 0{,}86 \text{ bis } b.$$

Mit Rücksicht darauf, daß der Expansionsschieber in seinen äußersten Querlagen die Kanalkanten behufs dampfdichten Abschlusses noch um eine Größe $\sigma$ überdecken muß, ergibt sich die Breite desselben

$$B = u + b_1 + 2\,\sigma = (d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} \alpha + b_1 + 2\,\sigma.$$

Die kleinste Länge des Expansionsschiebers — in der Linie $m\,n$ gemessen — beträgt

$$l = r_r + \sigma' + a_1 + d_{max},$$

worin für die Sicherheitsdeckung $\sigma' \sim 10$ mm zu nehmen ist. Hiermit folgt für die größte Länge des Expansionsschiebers

$$L = l + 2\,(u + b_1 + \sigma) \operatorname{cotg} \alpha = l + 2\,[(d_{min} - d_{max}) \operatorname{tg} a + b_1 + \sigma] \operatorname{cotg} \alpha.$$

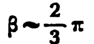
Die **Steigung** der Durchlaßkanäle und der Kanten des Expansionsschiebers kann so gewählt werden, daß der Winkel

$$\alpha = 30^0 \text{ bis } 70^0$$

beträgt. Je kleiner der Winkel $\alpha$ ist, um so kleiner wird die Breite und um so größer die Länge des Expansionsschiebers. Wickelt man den Spiegel des Expansionsschiebers um einen Cylinder vom Halbmesser $\rho$ (Fig. 587), so stellt die Größe $b_1 + 2\sigma$ den zum Winkel $\beta$ gehörigen Bogen dar. Es ist

$$b_1 + 2\sigma = \beta\,\rho,$$

worin $\beta$ die Bogenlänge für den Halbmesser 1 bezeichnet. Mit Rücksicht auf dampfdichten Abschluß des Expansionsschiebers ist



$$\beta \sim \frac{2}{3}\pi$$

Fig. 587.

zu nehmen.

Die Strecke $u = (d_{min} - d_{max})\,\mathrm{tg}\,\alpha$ stellt den zum Winkel $\gamma$ gehörigen Bogen dar. Der Winkel $\gamma$ gibt die größte Drehbewegung des Expansionsschiebers an; er darf höchstens $60^0$ betragen, doch wird dieser Wert in den meisten Ausführungen nicht erreicht.

Sofern mit Rücksicht auf nicht zu große Werte für den Drehungswinkel $\gamma$ der Neigungswinkel $\alpha$ der Durchlaßkanäle verhältnismäßig klein gewählt wird, erhalten bei gegebener Kanalbreite $b_1$ Grund- und Expansionsschieber zuweilen ganz bedeutende Längen. In solchen Fällen **teilt** man die Kanäle $a_1\,b_1$ in mehrere gleich große, z. B. $n$ Teile von der Breite $b_0 = b_1 : n$, und verschiebt dieselben gegenseitig derart, daß sie gleich weit von einer zur Schieberstangenrichtung lotrecht stehenden Geraden abstehen. Man erhält dann, indem nun auch die steuernden Kanten des Expansionsschiebers in mehrere gegeneinander versetzte Teile zerfallen, einen mehrfach trapezförmigen Schieber, dessen **Breite** (in die Ebene abgewickelt)

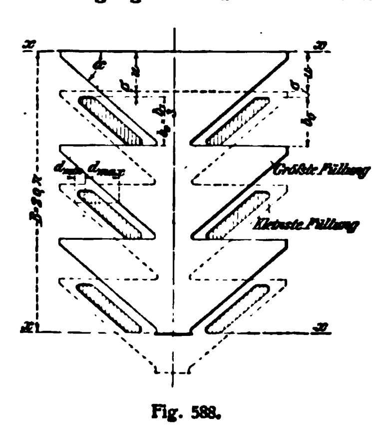



Fig. 588.

$$B = n\,(b_0 + s + u)$$

beträgt.

Bei **geschlossenem** Expansionsschieber (Rider-Kolbenschieber) findet sich dessen **Halbmesser** $\rho$ aus

$$2\pi\rho = n\,(b_0 + \sigma + u).$$

Fig. 582 (S. 642) zeigt die **Abwickelung** eines **zweifach**, Fig. 588 diejenige eines **dreifach** trapezförmigen Rider-Kolbenschiebers.

Die **Breite** $B$ des Expansionsschiebers wird bei der einfachen Aneinanderfügung mehrerer Trapeze verhältnismäßig groß bezw. erhält

bei g e g e b e n e r B r e i t e (im aufgewickelten Zustande bei gegebenem Halbmesser $\rho$) $b_1$ einen kleinen Wert, wohingegen $a_1$ und die übrigen Steuerungsabmessungen sehr groß ausfallen, da zwischen den einzelnen Kanälen immer der unbenutzte Abstand $\sigma + u$ auftritt. Eine wesentliche Raumersparnis läßt sich erzielen, wenn der Schieber an Stelle der wagerechten Begrenzungslinien unter dem Winkel $\alpha$ geneigte Kanten erhält. Dann entstehen auch in dem Schieber selbst schräge Schlitze, durch welche der Dampf hindurchtritt. Läßt man diese Schlitze als rings umschlossene Spalten eines Rotationskörpers erscheinen, so entsteht der R i d e r - K o l b e n s c h i e b e r m i t S p a l t e n, der häufig angewandt wird. Fig. 589 zeigt die A b w i c k e l u n g eines solchen Schiebers mit je drei

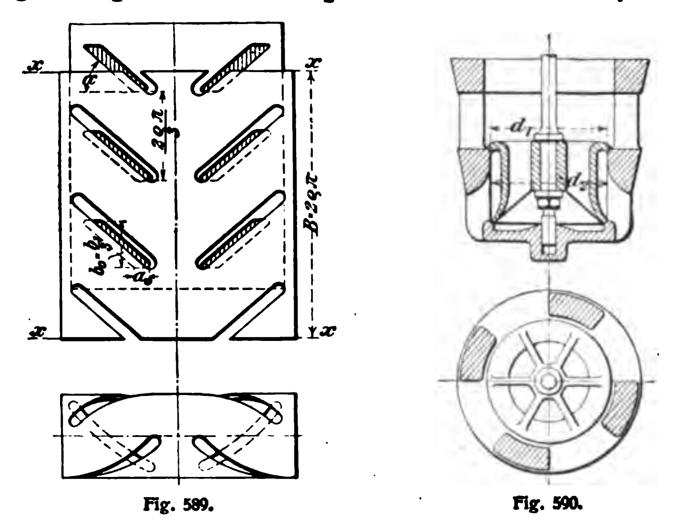


Fig. 589. Fig. 590.

Spalten an den Enden sowie diejenige seines S p i e g e l s und ferner eine Ansicht des Schiebers im a u f g e w i c k e l t e n Zustande (s. auch Tafel VI).

## c) Ventilsteuerungen.

### 1. Allgemeines.

Zur Steuerung der Dampfmaschinen finden als „D o p p e l s i t z - v e n t i l e“ ausgeführte, gußeiserne Ventilformen der Fig. 590 ersichtlichen Bauart am häufigsten Anwendung. Damit eine nicht ganz vollständige E n t l a s t u n g des Ventils eintritt, erhält in der Regel die obere Dichtungsfläche desselben einen etwas größeren Durchmesser als die untere. Dies ist zumeist auch erforderlich, um das Ventil in den zugehörigen gußeisernen Sitz einbauen zu können.

Die den größten Teil des Eröffnungswiderstandes bildende K r a f t z u m A n h e b e n des Ventils berechnet sich aus der Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$

durch Multiplikation derselben mit dem Unterschiede des Dampfdruckes über und unter dem Ventil sowie aus der das Schließen des Ventiles anstrebenden Federkraft. Damit letztere möglichst klein ausfallen kann, erhalten die unteren Dichtungsflächen der nach Angabe von Lentz gebauten Ventile einen größeren Durchmesser als die oberen. Ein derartiges Ventil wird, um es einbauen zu können, mit dem äußeren Sitz $D$ (Fig. 591) zusammengegossen und gleichzeitig mit diesem bearbeitet; hierauf wird der nur durch Rippen oder dergl. mit dem Ventil verbundene Sitz abgestochen, so daß er nun einen Ring bildet, der sich am Ventil hin und her schieben läßt. Dieser Ring mit daranhängendem Ventil wird dann auf den Hauptsitz $E$, in dem er sich centriert, aufgepaßt und mittels Schrauben befestigt.

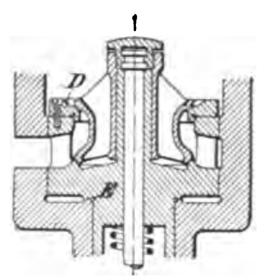


Fig. 591.

Die Abmessungen für Ventil und Sitz sind unter Zugrundelegung einer Durchschnittsgeschwindigkeit des gesättigten oder überhitzten Dampfes von höchstens 40 bezw. 60 m/sek im Einlaß zu berechnen; das Auslaßventil erhält gewöhnlich einen größeren Durchmesser als das Einlaßventil (vergl. S. 625). Bezeichnet $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ den mittleren Durchmesser des Ventils, so kann der freie Durchgangsquerschnitt, je nach der Größe des Ventils, etwa

$$f = 0{,}65 \frac{d^2 \pi}{4} \text{ bis } 0{,}85 \frac{d^2 \pi}{4}$$

genommen werden.

Die Breite der Sitzflächen bewegt sich, je nach der Größe des Ventils, zwischen den Grenzen 2 und 7 mm. Der Hub des Ventils folgt aus

$$h = \frac{0{,}5 f}{d \pi - b},$$

worin $b$ die gesamte Breite der versperrenden Rippen am Sitz bedeutet.

Auch die Abmessungen der Dampfwege über und unter dem Ventil sind derart zu wählen, daß sie dem hindurchtretenden Dampfe einen Querschnitt $\geq f$ bieten.

Die Führung des Ventils am zugehörigen Sitz geschieht entweder mit Rippen oder mittels eines cylindrischen Teiles, zuweilen auch durch beides gleichzeitig; seine Verbindung mit der Spindel hat in geeigneter Weise zu erfolgen.

Bei Anbringung der Ventile an einem Cylinder — es sind stets vier getrennte Ventile erforderlich — ist auf genügende Zugänglichkeit derselben, ferner auf die Entwässerung des Cylinders durch die unteren Auslaßventile Rücksicht zu nehmen.

Die Bewegung der Ventile wird in den meisten Fällen durch Excenter hervorgebracht, die entweder — wie bei den Schiebersteuerungen — unmittelbar auf der Schwungradwelle (bei Fördermaschinen häufig ausgeführt) oder aber auf einer besonderen Steuerwelle befestigt werden, die bei liegenden Maschinen mittels Kegelräder im Verhältnis 1 : 1, bei stehenden Maschinen zumeist noch unter Einschaltung einer stehenden Welle mit beiderseitigem Zahnradantrieb

von der Schwungradwelle aus ihre Bewegung ableitet. Die Steuerwelle dient vielfach auch zum Antrieb des Regulators.

Die zur Übertragung der Excenterbewegung auf die Ventile dienenden Teile bilden entweder eine Ausklinksteuerung oder eine zwangläufige Präzisionssteuerung.

Erstere überläßt das Ventil nach erfolgter Ausklinkung einem freifallenden Schluß, wodurch hauptsächlich eine rasche Schlußbewegung zur Erzielung scharf ausgeprägter Dampfdiagramme herbeigeführt wird. Da jedoch mit wachsender Beschleunigung die Aufsatzgeschwindigkeit unerwünscht hoch ansteigen würde, wodurch geräuschvolle und das Material gefährdende Stöße und Schläge beim Aufsetzen hervorgerufen werden, ist noch ein verzögerndes Mittel einzuschalten, als welches Luft- oder Flüssigkeitspuffer gebräuchlich geworden sind (vergl. nachstehend beschriebene auslösende Ventilsteuerungen von Sulzer bezw. von Collmann).

Werden solche Puffer nicht angewandt, so ist der Bereich der auslösenden Steuerung (Abschnappsteuerung) nur auf die niedrigen Umlaufzahlen beschränkt, während die Puffer bei etwas höheren Umlaufzahlen unerläßlich werden. (Über Nachteile und Unzuträglichkeiten bei Anwendung von Luft- oder Flüssigkeitspuffern an auslösenden Ventilsteuerungen u. s. w. ist auf eine bezügliche Abhandlung des Verfassers in Dinglers polytechnischem Journal 1904, S. 97, zu verweisen.)

Bei der zwangläufigen Ventilsteuerung erfolgt sowohl die Öffnungs- wie auch die Schlußbewegung des Ventiles durch ständig aktive Tätigkeit des Steuermechanismus (kettenschlüssige Steuerung), oder es erfolgt der Schluß des feder- oder gewichtbelasteten Ventiles nur unter passiver Tätigkeit desselben (kraftschlüssige Steuerung).

In beiden Fällen steht dem Übergang zu höheren Umlaufzahlen ein im Wesen der Steuerung liegender Hinderungsgrund nicht entgegen; es muß jedoch auch mit Rücksicht darauf, daß zuweilen Wasseransammlungen in den Cylindern auftreten, die schädliche Wasserschläge mit sich bringen können, der kraftschlüssigen zwangläufigen Ventilsteuerung gegenüber der kettenschlüssigen insofern ein Vorzug zuerkannt werden, als die Einlaßventile jener Steuerung eine Art Sicherheitsventilwirkung besitzen, indem das Ventil sich öffnen muß, wenn der Druck des eingeschlossenen Wassers die Federbelastung überwiegt.

Wegen dieser und auch anderer Vorzüge wird eine kraftschlüssige, zwangläufige Ventilsteuerung einfacher Bauart, wenn noch die Spindelabdichtungen derselben, wie es jetzt häufig geschieht, ohne Anwendung von Stopfbüchsen erfolgt — vergl. Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung von Gebr. Meer in M.-Gladbach (S. 684) — den neuzeitlichen Bestrebungen im Dampfmaschinenbau am besten Genüge leisten.

Hinsichtlich der Dampf- und Erhebungsdiagramme (s. nachstehend) steht die zwangläufige Ventilsteuerung im allgemeinen in der Mitte zwischen der Schieber- und der auslösenden Ventilsteuerung, weil die Eröffnung und der Schluß des Ventiles gegenüber jener rascher erfolgen, während gegenüber dieser der zwangläufige Schluß weniger rasch vor sich geht.

Was die Befestigung der Excenter bei den Ventilsteuerungen anbelangt, so hat dies derart zu geschehen, daß sie bei der Totpunkt-

lage der Kurbel ihre Mittellagen bereits um den Voreilwinkel $\delta$ überschritten haben. Es müssen ferner die entsprechenden Excenter für beide Cylinderseiten diametral entgegengesetzt aufgekeilt sein.

Um bei gegebener Dampfverteilung die hierzu erforderlichen Steuerungsabmessungen zu ermitteln, können die früher besprochenen Schieberdiagramme benutzt werden. Einlaß- und Auslaßüberdeckungen $e$ und $i$ treten jedoch hier nicht am Abschlußorgan, sondern in der äußeren Steuerung auf. Es ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, daß fast stets eine Übersetzung der Excenterbewegung durch den Übertragungsmechanismus stattfindet, so daß sich die Excenterausschläge in einem bestimmten Verhältnis verändert auf das Ventil übertragen. In der Regel lassen sich aus dem festzustellenden größten Hub des Einlaß- und Auslaßventils sowie aus den Überdeckungen $e$ bezw. $i$ unter Zugrundelegung eines Gesamtübersetzungsverhältnisses die an der Schwungrad- oder Steuerwelle auftretenden Excentrizitäten ermitteln und damit die auf die Excenterbewegung bezogenen Schieberdiagramme aufzeichnen. Die Schnelligkeit der Eröffnung und des Abschlusses des Ventils lassen sich aus diesen Diagrammen jedoch nicht ersehen; hierzu dienen Ventilerhebungsdiagramme, die auf dem Grundsatz der Schieberellipse (s. d.) beruhen, indem die Abscissen durch die Kolbenwege, die Ordinaten durch die Erhebungen des Ventils gebildet werden.

Möglichst günstige Bewegungsverhältnisse des Ventils lassen sich bei den zwangläufigen Präzisionssteuerungen mittels sog. Wälzungshebel erzielen. Dieselben bestehen bei der Fig. 597 (S. 656) ersichtlichen zwangläufigen Ventilsteuerung von Collmann für jedes Einlaßventil aus zwei in festen Drehpunkten gelagerten Hebeln $m$ und $m'$, die sich in einer sehr schwach gekrümmten Kurve und einer geraden Linie berühren. Das Ventil wird beim Zusammentreffen der Hebel erst langsam angehoben, dann schnell geöffnet; ebenso wird es sehr rasch geschlossen und im letzten Augenblicke der Abwärtsbewegung langsam auf seinen Sitz geführt. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil an jedem Cylinderende durch Anwendung von Gegenhebeln $n$ und $n'$ erzielt, die mittels einer am zugehörigen Excenter angreifenden Stange ebenfalls zwangläufig gesteuert werden.

Häufig wird die eine der Wälzungsflächen unbeweglich angeordnet, während die andere einem Hebel angehört, der sowohl mit der antreibenden Stange als auch mit der Ventilspindel verbunden ist, und zwar mit der letzteren ebenfalls durch ein festes Gelenk ohne seitliche Beweglichkeit; ein festliegender Drehpunkt am Cylinder ist in solchen Fällen nicht vorhanden (s. Fig. 599, S. 658). Auch hier findet zunächst eine Berührung beider Flächen in der Nähe der Spindel statt, so daß die Ventilerhebung unter Einwirkung einer großen Übersetzung ins Langsamere erfolgt, worauf dann durch Verlegung des Berührungspunktes nach außen die Hubgeschwindigkeit des Ventils sich schnell auf den endgültigen Betrag vergrößert — ein Vorgang, der sich mit entsprechender Umkehr bei der Schlußbewegung wiederholt.

Genaue Vorschriften über die geometrische Gestaltung und Lage der Wälzungskurven ergeben sich unter der Annahme eines einfachen Abrollens der Berührungsflächen beider Hebel, was mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß erwünscht ist.

Für den Entwurf einer Steuerung, bei der nur die Dampfverteilung gegeben ist, empfiehlt sich, die noch unbekannten Triebwerkabmessungen zunächst probeweise anzunehmen und dann für gewisse Regulatorstellungen die Bahnen der Gelenkpunkte — das sog. Steuerschema — aufzuzeichnen, aus dem die betreffende Füllung und die Bewegung des Ventiles hervorgeht. Man wird die Abmessungen zweckmäßig so wählen, daß auch bei kleinen Füllungen das Ventil sich genügend erhebt, um dem Dampf den erforderlichen Durchtrittsquerschnitt freizugeben, und zu dem Zweck das vorgenannte Ventilerhebungsdiagramm mit der Ellipse der Kolbengeschwindigkeiten (s. Fig. 246 auf S. 268) aufzeichnen. Die Abmessungen sind ferner so zu wählen, daß die Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen möglichst unveränderlich bleibt und der größte Ventilwiderstand (im Augenblick der Eröffnung des Ventils) keine Rückwirkung auf den Regulator hervorbringt. Bei der Annahme der zur Totlage der Kurbel gehörigen Excenterstellung ist zu beachten, daß sich damit auch die Auslaßsteuerung in geeigneter Weise bewirken läßt, vorausgesetzt, daß Ein- und Auslaß von einem gemeinsamen Excenter aus angetrieben werden. Als Beispiele für die Untersuchung am Steuerschema können die nachstehend beschriebenen Ventilsteuerungen von Sulzer und Collmann dienen.

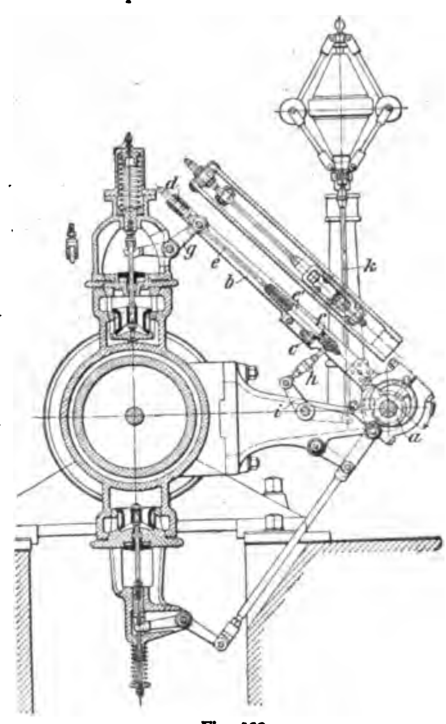


Fig. 592.

## 2. Auslösende Sulzer-Steuerungen mit Luftpuffern.

### α) Alte Sulzer-Steuerung.

Zur Bewegung der oberen Einlaß- und unteren Auslaßventile dienen auf der Steuerwelle $a$ (Fig. 592) befestigte Excenter bezw. unrunde Scheiben. Die aus zwei Flachschienen $b$ gebildete Stange eines jeden Excenters ist mit einem (treibenden) Anschlag $c$ versehen und wird mit ihren Enden an den beiden Zapfen einer Hülse $d$ angelenkt, die sich bei der Bewegung der Excenterstange auf einer Spindel $e$ verschiebt.

Letztere trägt in ihrer bügelartigen Verlängerung $c'$ ebenfalls einen (getriebenen) Anschlag $f$ und wird auf ihrem oberen Teile von einem an der Ventilspindel angreifenden Winkelhebel $g$ erfaßt, während am unteren Ende eine Schwinge $h$ angreift, die mittels Winkelhebels $i$ und Stange $k$ mit dem Regulator in Verbindung steht. Bei der Drehung des Excenters, im Sinne des Fig. 592 ersichtlichen Pfeiles, trifft der treibende mit dem getriebenen Anschlag zusammen, wodurch das betreffende Einlaßventil geöffnet wird. Da die Steuerkante am treibenden Anschlag eine ellipsenähnliche Kurve beschreibt, verschieben sich die Anschlagflächen so lange übereinander, bis die Ausklinkung erfolgt und das Einlaßventil unter Mitwirkung eines Luftpuffers durch Federkraft geschlossen wird. Die Größe der im Augenblicke des Zusammentreffens miteinander in Berührung kommenden Anschlagflächen ist von der Stellung des Regulators bezw. des von diesem eingestellten getriebenen Anschlages abhängig, so daß die Ausklinkung und damit die Expansion früher oder später eintritt.

Fig. 593 zeigt das Steuerschema für zwei verschiedene Regulatorstellungen — entsprechend 0,12 und 0,8 Füllung — im Augenblicke der Vor-Einströmung, d. h. des Zusammentreffens von treibendem und getriebenem Anschlag. Es ist die ellipsenähnliche Kurve der Kante am treibenden sowie die Bahn der Kante am getriebenen Anschlag eingezeichnet. Letztere ergibt sich als Kreisbogen mit dem Halbmesser $ge$, wenn $df$ gleich und parallel $ge$ ist, also genaue Parallelführung von $fe$ stattfindet, andernfalls weicht sie nur unbedeutend hiervon ab. Die Ausklinkung erfolgt in dem Augenblicke, wo beide Kanten in den hervorgehobenen Schnittpunkten ihrer Bahnen angelangt sind.

Fig. 593.

β) Neuere Sulzer-Steuerung.

Bei der alten Sulzer-Steuerung treffen die beiden Anschlagflächen zusammen, wenn die Excenterkurbel in Nähe der Mittellage steht,

sonach ihre Geschwindigkeit und damit auch diejenige des treibenden Anschlages eine verhältnismäßig große ist. Demgegenüber ist die neuere Steuerung mit besonderer Rücksichtnahme auf die Erzielung geringer Geschwindigkeit beim Zusammentreffen der beiden Anschlagflächen entworfen, um den hierbei auftretenden Stoß möglichst herabzuziehen oder anderseits größere Umgangszahlen zu ermöglichen. Die frühere oder spätere Ausklinkung der beiden Anschläge erfolgt hier durch Verstellung des treibenden Anschlages seitens des Regulators.

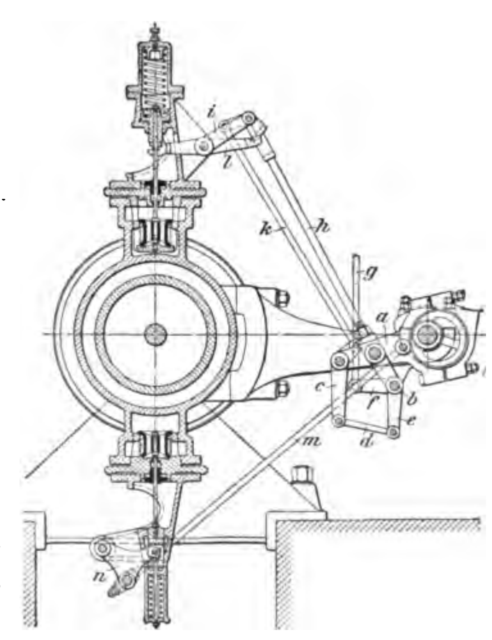


Fig. 594.

Wie Fig. 594 erkennen läßt, werden Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle aus bewegt. Die kurze (gegabelte) Stange *a* desselben wird ungefähr in der Mitte durch zwei Schienen auf einem Kreisbogen um die Welle *b* geführt, während ihr äußeres Ende mit einem Winkelhebel *c* gelenkig verbunden ist, dessen unteres Ende durch eine Stange *d* mit einem auf der Welle *b* festgekeilten Hebel *e* zusammenhängt. Auf derselben Welle ist ferner ein zweiter Hebel *f* befestigt, der durch die nach dem Regulator führende Stange *g* gehoben oder gesenkt werden kann. Inmitten der Excenterstange greift noch eine nach oben geführte Stange *h* an, deren anderes Ende einen Winkelhebel trägt, dessen lotrechter Schenkel den treibenden Anschlag bildet und diesem sowie zwei um einen Festpunkt frei drehbaren Lenkern *i* eine auf- und niedergehende Bewegung erteilt. Der wagerechte Schenkel des vorgenannten Winkelhebels ist durch eine Stange *k* mit dem am äußeren Ende der Excenterstange angreifenden Winkelhebel *c* verbunden, so daß der treibende Anschlag eine entsprechende Bewegung ausführt. Hierbei trifft er auf den zwischen den Lenkern liegenden Ventilhebel *l* mit harter Gleitfläche (getriebener Anschlag) und drückt denselben nieder, wobei das Einlaßventil geöffnet wird, während gleichzeitig eine Verschiebung des treibenden Anschlages über den getriebenen erfolgt, bis wieder die Ausklinkung eintritt und

das Ventil durch eine vordem zusammengedrückte Feder rasch auf seinen Sitz zurückgelangt. Durch den Regulator wird eine derartige

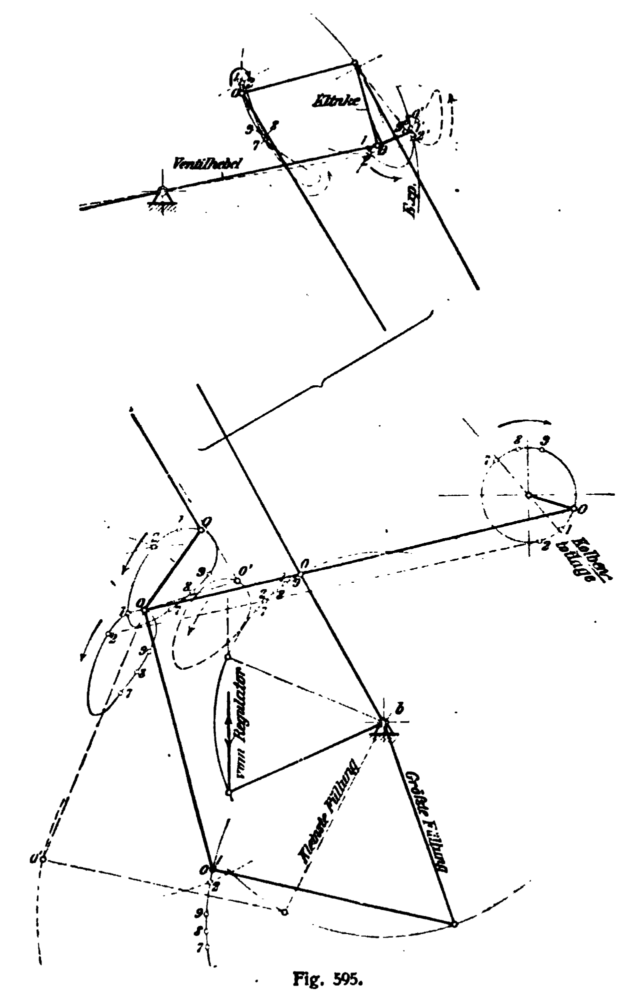



Fig. 595.

Verstellung des treibenden Anschlages bewirkt, daß derselbe längere oder kürzere Zeit mit dem getriebenen Anschlage in Berührung bleibt, wodurch Füllungsänderungen erreicht werden.

Der Antrieb des Ausströmventils geschieht ebenfalls von der Excenterstange aus mittels der Stange *m*, die den Winkelhebel *n* bewegt.

In Fig. 595 ist das Schema für diese Steuerung mit den Kurven von Gelenkpunkten und Klinkenkante für die kleinste und größte Füllung gegeben.

Zufolge des herzförmigen Verlaufes der Kurve, welche der Klinkenendpunkt beschreibt, kann das Hinüberschieben der Klinke über das entsprechend der Ventilschlußlage in Ruhe befindliche Ende des Ventilhebels fast parallel mit dessen Anschlagfläche und sehr nahe über derselben herbeigeführt und eine verhältnismäßig kleine Geschwindigkeit des Zusammentreffens bewirkt werden.

### 3. Auslösende Collmann-Steuerung mit Flüssigkeitspuffern.

Bei der in Fig. 596 dargestellten Steuerung endet die Stange *s* des zu jedem Einlaßventil gehörigen Excenters der Steuerwelle in einer Gabel, die mit dem Führungshebel *v* durch einen Bolzen *b* gelenkig verbunden ist, um den sich auch die Klinke *k* dreht; diese hebt bei ihrer Abwärtsbewegung mittels des Doppelhebels *e* das Einlaßventil so lange, bis ihr unteres Ende mit dem auf einer vom Regulator oder dergl. eingestellten Stange *p* sitzenden Daumen *d* in Berührung kommt, worauf das Auslösen der Klinke und damit die durch Federdruck veranlaßte Abwärtsbewegung der Ventilspindel unter Mitwirkung eines Flüssigkeitspuffers erfolgt. Derselbe besteht aus einem mit der Ventilspindel verbundenen Kolben *t*, der sich in einem mit Öl gefüllten Cylinder bewegt, und dessen Umfang mit einer Reihe von Löchern versehen ist, die der Flüssigkeit einen je nach der Lage des Kolbens veränderlichen Durchströmquerschnitt bieten. Bei der Aufwärtsbewegung des Ventiles mitsamt dem Kataraktkolben *t* gelangen die Löcher des letzteren über die betreffende Cylinderkante, und bei der durch Federdruck veranlaßten Abwärtsbewegung des Ventiles strömt das in dem

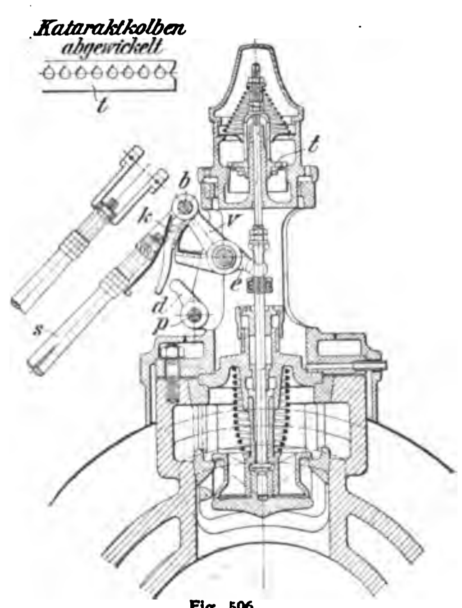


Fig. 596.

Raume unter dem Kolben eingeschlossene Öl ohne besonderen Widerstand durch diese Löcher. Das Ventil fällt infolgedessen rasch herunter, bis die Cylinderkante nur noch die Spitzen der Löcher frei läßt, womit ein sanftes Setzen des Ventiles herbeigeführt wird. Die sich berührenden Flächen der Klinke $k$ und des Hebels $e$ sind leicht auswechselbar aus Stahl hergestellt. Das Einschnappen der Klinke erfolgt geräuschlos mittels einer gegenüberliegenden Feder.

Eine Collmann-Steuerung der vorbeschriebenen Bauart dient zur Bewegung der Einlaßventile des Hochdruck- und Niederdruckcylinders der in Fig. 619 bis 621 (S. 677 u. ff.) dargestellten liegenden Verbunddampfmaschine von 1200 $PS_i$ der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest.

Die Auslaßventile werden bei dieser Maschine von besonderen Excentern gesteuert.

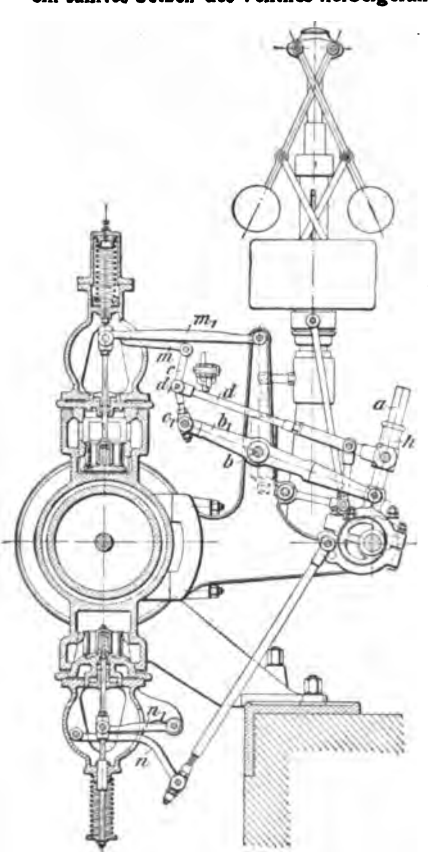


Fig. 597.

## 4. Zwangläufige Collmann-Steuerung.

Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende werden von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle bewegt, dessen kurze nach oben gerichtete Stange $a$ (Fig. 597) durch einen um den Zapfen $b$ drehbaren Hebel $b_1$ mit dem unteren Gelenke $c_1$ eines Kniehebels $c\,c_1$ und durch eine Gelenkstange $d$ mit dem Knie $d_1$ desselben verbunden ist. Der Hebel $b_1$, welcher dem unteren Gelenke $c_1$ des Kniehebels eine auf und ab schwingende konstante Bewegung erteilt, führt den Angriffpunkt der Excenterstange auf einem Kreisbogen, wodurch alle höher liegenden Punkte dieser Stange eiförmige Kurven beschreiben, deren Höhe (in Richtung der Excenterstange gemessen) für alle gleich, deren Breite aber um so größer ist, je weiter sie von dem geführten Punkte entfernt sind. Infolgedessen wird das Knie $d_1$ durch die Stange $d$, deren anderes Ende über eine auf der Excenterstange mittels eines Gestänges vom Regulator eingestellte Hülse $h$ greift, mehr oder weniger durchgedrückt und die auf und ab

gehende Bewegung des oberen Gelenkes $c$ des Kniehebels zu einer veränderlichen gemacht. Dieses obere Gelenk überträgt seine Bewegung unter Einschaltung zweier Wälzungshebel $m$, $m_1$ (vergl. S. 650) auf die Ventilspindel. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil durch Anordnung ähnlicher Wälzungshebel $n$, $n_1$ erzielt.

Fig. 598 gibt das Schema der Steuerung mit den Bahnen der Gelenke für drei Regulatorstellungen — entsprechend 0,03, 0,15 und 0,50 Füllung — im Augenblicke der Vor-Einströmung. Letztere ist bei der

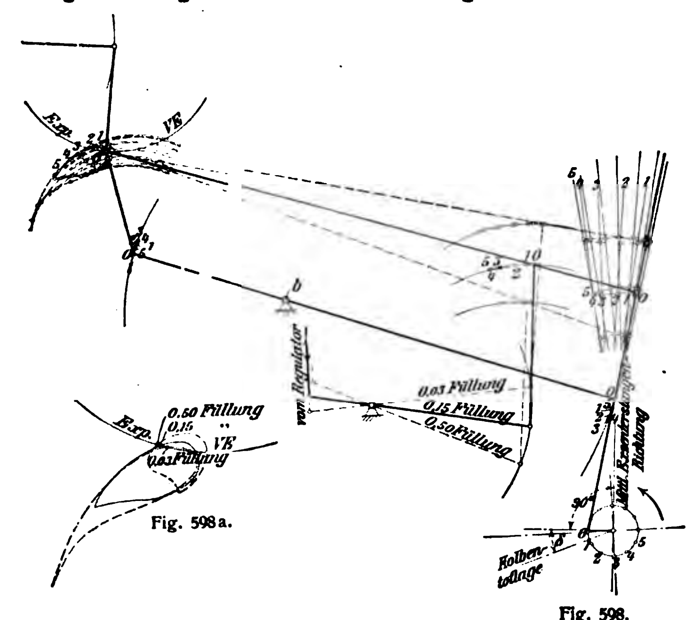



Fig. 598a.

Fig. 598.

Collmann-Steuerung nicht konstant. Sollte es der Fall sein, so müßte der zur Führung der Hülse $h$ (Fig. 597) dienende Teil der verlängerten Excenterstange nach einem Kreisbogen gekrümmt werden, der die Länge der Stange $d$ zum Halbmesser und die Lage des Kniegelenkpunktes $d_1$ bei Beginn der Vor-Einströmung zum Mittelpunkt hat.

In Fig. 598a sind die Bahnen des Gelenkpunktes $d_1$ (Fig. 597) für die drei genannten Regulatorstellungen nochmals in größerem Maßstabe dargestellt.

### 5. Zwangläufige Widnman-Steuerung.

Bei der in Fig. 599 am Hochdruckcylinder einer liegenden Verbundmaschine von 450 bezw. 700 mm Cylinderdurchmesser und 900 mm Hub der **Maschinenfabrik Germania** in Chemnitz dargestellten Steuerung ist der Bügel des zur Bewegung des Einlaß- und Auslaß-

ventils jeder Cylinderseite dienenden Excenters der Steuerwelle durch einen kurzen Lenker *a b* (doppelt) mit einem zweiarmigen Hebel *b c d* gelenkig verbunden, dessen anderes Ende *d* durch die Zugstange *d e* und den Hebel *e f* auf die Spindel des Einlaßventils wirkt. Als Stützpunkt des Hebels *b c d* dient der Bolzen *c* des auf der Regulatorwelle *r* festgekeilten Hebels *r c*. Je nach der Einstellung der Welle *r* durch den Regulator erhält der Hebel *r c* und damit auch der Lenker *a b* eine andere Neigung, so daß auch die Größe und die Dauer der Ventil-

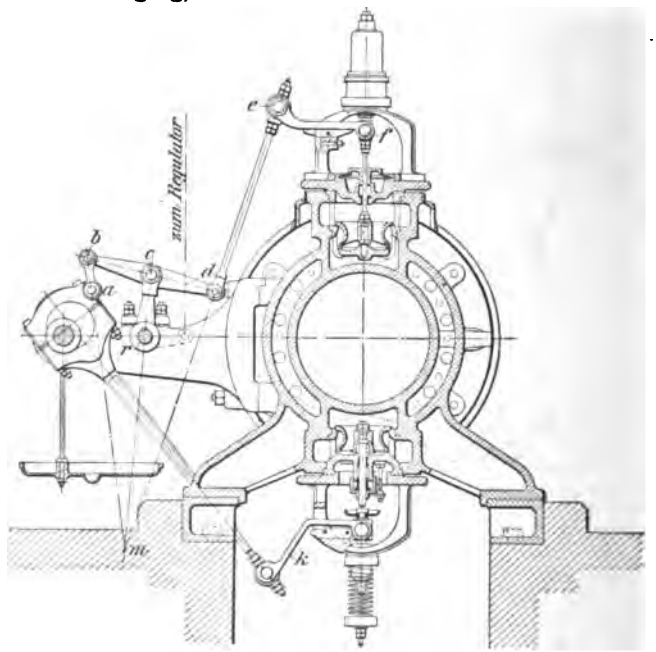



Fig. 599.

eröffnung eine veränderliche wird. Um konstante Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen zu erhalten, ist die Welle *r* in den Mittelpunkt des Kreises gelegt, der angenähert die Bahn des Punktes *c* ersetzt; letztere wird erhalten, wenn man das Excenter und den Einlaßventilhebel in die dem Beginn der Vor-Einströmung entsprechende Stellung bringt und den Punkt *b* die zu den verschiedenen Füllungen gehörigen Lagen einnehmen läßt. Da sich in dieser Stellung die drei Mittellinien *a b*, *r c* und *d e* stets (oder nahezu) in einem Punkte *m* schneiden, wird in derselben keine Rückwirkung auf den Regulator hervorgebracht.

Zur Bewegung des Auslaßventils ist die Excenterstange mit dem zweiarmigen Hebel *k* unmittelbar verbunden.

### 6. Zwangläufige Lentz-Steuerung.

Die unter D.R.P. Nr. 107813 geschützte Steuerung ist wegen der großen Einfachheit der konstruktiven Durchbildung und der erheblichen Verminderung der bewegten Massen für beträchtliche Umlaufzahlen geeignet.

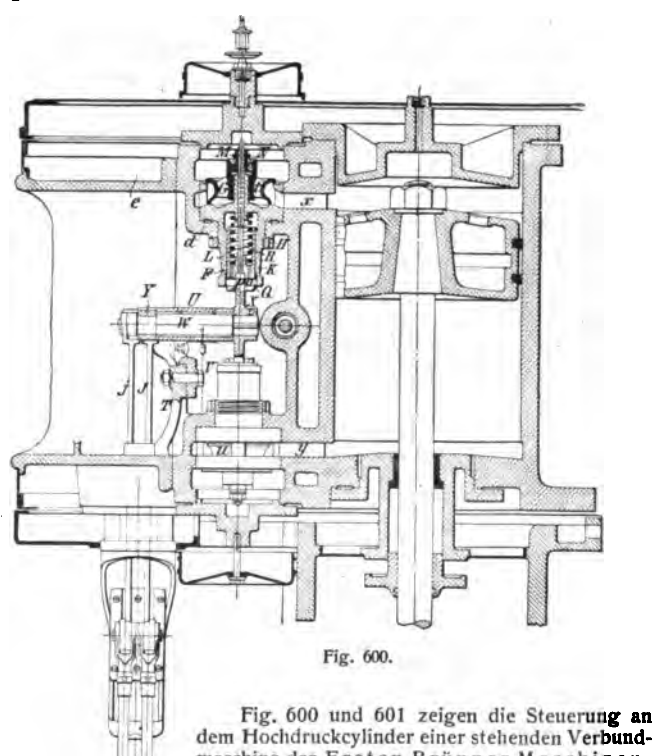


Fig. 600.

Fig. 600 und 601 zeigen die Steuerung an dem Hochdruckcylinder einer stehenden Verbundmaschine der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft in Brünn von 350 $PS_e$.

Die beiden rückwärts und übereinander liegenden Einlaßventile *t* und *u* sind Doppelsitzventile gewöhnlicher Bauart, deren Kasten *b* und *b'* durch die Kanäle *v* und *w* mit dem Einlaßkanal *g* und durch die Dampfkanäle *x* und *y* mit dem Cylinder in Verbindung stehen. Die beiden vorn und ebenfalls übereinander liegenden Auslaßventile sind Doppelsitzventile, deren äußere Durchmesser kleiner als die inneren gehalten sind, womit, da jetzt der Dampfüberdruck die Ventile sicher schließt, starke Federn vermieden werden (vergl. Fig. 591, S. 648).

Die zu den Auslaßventilen gehörigen Kasten *c* und *c'* stehen ebenfalls durch die Kanäle *x* und *y* mit dem Cylinder und durch die

Kanäle *h* und *i* mit dem Überströmrohr *k* in Verbindung. Die Ventilsitze *E* mit Ring *D* sind genau eingepaßt und durch Einschleifen und Anziehen der Mutter *H* nach außen noch besonders abgedichtet.

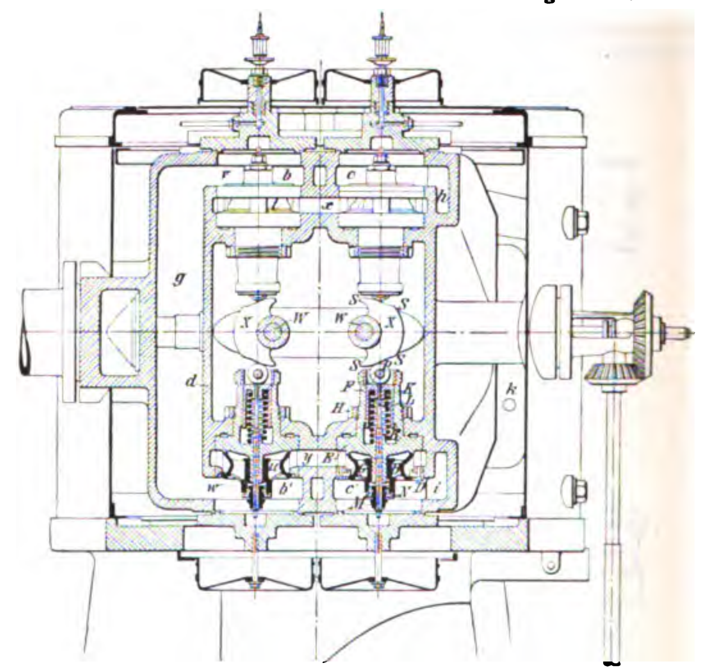


Fig. 601.

Zur Führung des Ventiles trägt jeder Sitz einen mit Rillen verversehenen Zapfen *G* sowie eine durchbohrte Verlängerung *F*, in welche der mit Rillen bedeckte, die Rolle tragende Kolben *K* eingeschliffen ist. In *K* ist die Ventilspindel *L* eingeschraubt, die mit ihrem verstärkten, Rillen tragenden Teile in die Bohrung des Zapfens *G* eingepaßt und am anderen Ende mit einem Gewinde versehen ist, über welches die mit ihren zwei Bunden in die zweiteilige Mutter *N* eingreifende Mutter *M* ge-

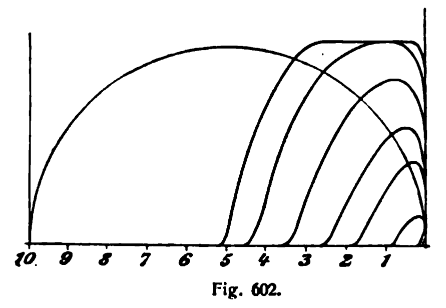



Fig. 602.

schraubt ist. Durch Drehen der letzteren läßt sich der Kolben *K* und damit die mittels des Zapfens *O* in ihm befestigte Rolle *P* höher oder tiefer stellen. Um die Rolle *P* stets in derselben Ebene zu erhalten, greift der verlängerte Zapfen *O* jederseits in einen Schlitz *Q* des Ventilsitzes ein. Die zwischen dem Kolben *K* und dem Ventilsitz liegende Schraubenfeder *R* drückt die Rolle stets an die Gleitfläche *SS* der Scheibe *X*.

An dem im Kasten *e* eingegossenen Stege *T* sind zwei Lagerhalter *V* verschraubt, die je ein in der Höhenlage verstellbares Lager *U* tragen. In diesen Lagern führen sich die an ihren Enden mit je einem Gleitschuh *X* und einem Hebel *Y* versehenen Wellen *W*. An *Y* greifen die von einem mittels Achsenregler verstellbaren Einlaßexcenter einerseits und von einem festen Auslaßexcenter anderseits durch Stangen und Kreuzköpfe bewegten Schubstangen *j* bezw. *J* an, wodurch den Gleitschuhen *X* eine schwingende Bewegung erteilt bezw. den Ventilen ein schneller, sanfter und zwangläufiger Schluß ermöglicht wird.

Die Maschine läuft bei noch vollständig geräuschlosem Gange der Steuerung mit 320 Uml/min, — eine Leistung, die bei anderen Ventilmaschinen noch nicht annähernd erreicht worden ist.

Eine von Gebr. Meer in M.-Gladbach in Düsseldorf 1902 ausgestellte stehende Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung an beiden Cylindern ist in Fig. 622 bis 625 (S. 683 bis 685) dargestellt. Die Maschine hat Cylinder von 450 bezw. 725 mm Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 400 $PS_i$.

Fig. 602 zeigt die Erhebungs- und Falldiagramme der zum Hochdruckcylinder dieser Maschine gehörigen Einlaßventile; in Anbetracht der vollständig zwangläufigen Bewegung der Lentz-Steuerung können sie als äußerst günstig bezeichnet werden.

Was den Kraftbedarf der in Fig. 603 im Schema dargestellten Lentz-Steuerung anbelangt, der sich bei der Einfachheit dieser Steuerung leicht er-

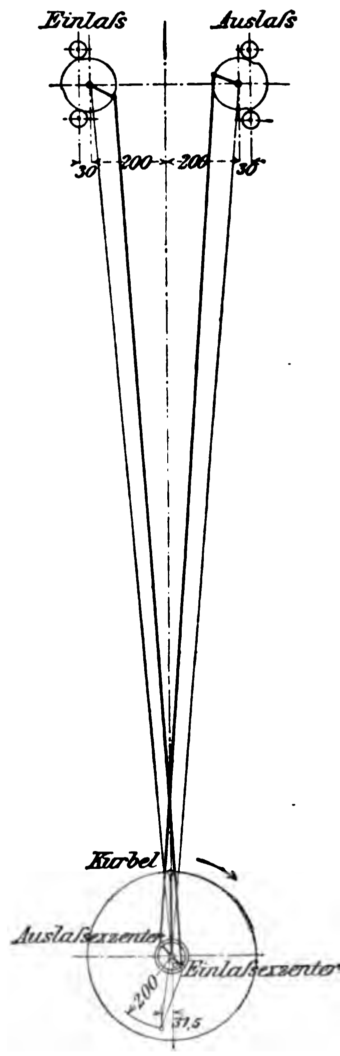



Fig. 603.

mitteln läßt, so ist er so gering, daß er auf den Regulator — als solcher kommt bei den Lentz-Maschinen ein mit Trägheitsring versehener Flachregler zur Verwendung (vergl. S. 684 u. ff.) — keinen nennenswerten oder gar störenden Einfluß ausüben kann.

Dies geht aus der auf Tafel V gebrachten Darstellung hervor; dieselbe ist für die normale Füllung des Hochdruckcylinders der bereits genannten, in Fig. 622 bis 625 ersichtlichen stehenden Verbundmaschine, Bauart Lentz, von 25%, für 200 Uml/min und für eine Einströmspannung des Arbeitsdampfes von 10 kg/qcm Überdruck durchgeführt worden.

Fig. 1a und 1b (Tafel V) geben den Gleitschuh mit Rollen und das Excenter in vergrößertem Maßstabe wieder.

Der stark ausgezogene Excenterkreis (Fig. 1b) entspricht der Normalfüllung von 25%, die durch einen starken Strich hervorgehobene Excenterlage der augenblicklichen Stellung des mit den Rollen der Ventilspindeln während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung stehenden Gleitschuhes.

Die beiden Einlaßventile bleiben für 25% Füllung während einer ∼ 1/5 Umdrehung der Kurbelwelle andauernden Zeit, d. h. $\frac{60}{5 \cdot 200} =$ 0,06 sk geöffnet, wovon auf das Heben jedes Ventiles 0,03 sk und auf das Schließen ebenfalls 0,03 sk entfallen.

Die an den Rollen der Ventilspindeln wirkenden Kräfte sind:

1. das Gewicht des Ventiles und der daran befindlichen Teile $G = 4{,}5$ kg,
   beim oberen Ventil das Schließen anstrebend,
   beim unteren Ventil das Öffnen anstrebend;
2. der dem Unterschiede der Spindelquerschnitte entsprechende Dampfdruck
   $$P = \frac{\pi}{4}(1{,}6^2 - 1{,}2^2)\,10 = 8{,}7 \text{ kg},$$
   bei beiden Ventilen das Schließen anstrebend;
3. die das Schließen der Ventile anstrebende Federkraft;
4. die Beschleunigungsdrücke der bewegten Ventil- und Federmassen, im ersteren Teil des Hubes das Schließen, dann bis zur Erreichung des vollen Hubes das Öffnen des Ventiles anstrebend.

Die unter 4 genannten Kräfte lassen sich am besten auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man erhält hierbei in

Fig. 2 die Ventilwege als $f(t)$,
„ 3 „ Ventilgeschwindigkeiten als $f'(t)$,
„ 4 „ Ventilbeschleunigungen als $f''(t)$.

Aus dem Diagramm der Ventilbeschleunigung ergibt sich durch die Multiplikation der jeweiligen Beschleunigung mit Ventilmasse + reduzierte Masse der Feder das in Fig. 4 durch eine strichpunktierte Linie gegebene Diagramm der Beschleunigungsdrücke. Für die Zwangläufigkeit der Steuerung ist es notwendig, daß die Rolle während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung mit dem Gleitschuh bleibt. Es muß daher die Summe sämtlicher unter 1 bis 4 genannten Kräfte in jeder

Lage des Ventiles dessen Schluß, d. h. das Andrücken der Rolle an den Gleitschuh, anstreben.

Da die unter 1, 2 und 4 genannten Kräfte bekannt sind, erübrigt noch die Ermittelung der Federspannung. Zu dem Zwecke sind sämtliche unter 1, 2 und 4 gegebenen Kräfte als Funktionen der Ventilwege (Hübe) aufzutragen, und es zeigen demnach

Fig. 5a und 5b die Massendruckdiagramme,
„ 6a „ 6b „ Diagramme der Dampfdrücke auf die Spindel,
„ 7a „ 7b „ die Diagramme der Ventilgewichte.

Durch algebraische Addition der Ordinaten in Fig. 5a, 6a, 7a bezw. 5b, 6b, 7b ergeben sich schließlich in Fig. 8a und 8b die resultierenden Diagramme, an welche dann in passender Weise eine schräge Gerade — das Diagramm der Federspannung — derart gelegt wird, daß für alle Lagen des Ventiles ein auf Schluß desselben wirkender Druck vorhanden ist.

Die Ordinaten der in Fig. 8a und 8b dargestellten Diagramme geben auch diejenigen Kräfte an, welche, in Richtung der Ventilspindel wirkend, in der Rolle herrschen. Durch jedesmalige Zerlegung dieser lotrechten Kräfte in eine zur Führung und in eine zur Berührungsfläche des Gleitschuhes mit der Rolle senkrechte Komponente gelangt man zu den in den Diagrammen 9a und 9b eingetragenen Normaldrücken auf die Führung und zu den ein Drehmoment an dem Gleitschuh erzeugenden Kräften, welche die Excenterstange jeweils mit den in den Diagrammen Fig. 10a und 10b eingetragenen Zug- und Druckkräften belasten.

In Ansehung der reichlich bemessenen Gleitflächen und der geringen Werte, welche die in Fig. 9a und 9b eingetragenen Normaldrücke haben, ist ein bedeutender Reibungswiderstand bezw. eine erhebliche Abnutzung infolge der Reibung in den Führungen als ausgeschlossen zu betrachten.

(In den vorstehenden Ermittelungen ist derjenige Dampfdruck, der im Augenblicke des Anhebens das Ventil belastet, ferner diejenige Kraft, mit der kurz vor bezw. beim Eintritte der Expansion der strömende Dampf das Ventil zu schließen sucht, nicht berücksichtigt worden. Der Grund hierfür war, daß die erwähnten Kräfte auf den Kraftbedarf der Steuerung, d. h. auf die Form der in Fig. 10a und 10b dargestellten Diagramme, einen verschwindend kleinen — praktisch genommen gar keinen — Einfluß besitzen.)

## d) Kulissensteuerungen[1].

Dieselben kommen bei Fördermaschinen (über 1000 mm Hub), Hebemaschinen, Lokomotiven und Schiffsmaschinen in Anwendung.

Zum Förderbetriebe sowie zum Betriebe für Winden, Aufzüge u. s. w. dienende ortsfeste und fahrbare Dampfmaschinen (Lokomobilen) erhalten zumeist Stephensonsche Kulissensteuerung der Fig. 604 im Schema dargestellten Bauart.

Auf der Welle $O$ sind zwei Excenter befestigt, deren Mitten bei der Totlage $OK_0$ der Kurbel den Punkten $E_v$ für den Vorwärtsgang

---

[1]) Vergl. G. Zeuner: „Die Schiebersteuerungen“, Leipzig 1888, A. Felix.

und $E_r$ für den Rückwärtsgang entsprechen, und welche somit für die betreffende Bewegungsrichtung der Kurbel den gleichen Voreilwinkel $\delta$ besitzen. Die Excenterstangen sind mit den äußeren Enden einer verschiebbaren Kulisse gelenkig verbunden, deren Krümmungshalbmesser gleich der Länge $l$ der Excenterstangen ist. In der Kulisse gleitet ein mit der Schieberstange verbundener Stein, der, je nachdem die Kulisse gehoben oder gesenkt wird — zufolge seiner jeweiligen Lage hinsichtlich der letzteren — die Schieberbewegung derart beeinflußt, daß die Kurbelwelle entweder nach der einen oder nach der anderen Richtung umläuft, wobei für beide Drehrichtungen zugleich eine Veränderlichkeit der Expansion erzielt wird.

Es ist allgemein die durch eine Kulisse bei beliebiger Lage des Gleitstückes hervorgebrachte Schieberbewegung dieselbe, welche durch

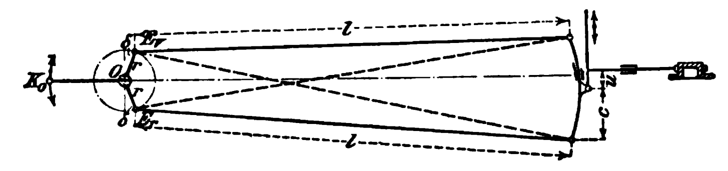


Fig. 604.

ein einfaches (ideelles) Excenter hervorgebracht würde, dessen Excentrizität $r_i$ und Voreilwinkel $\delta_i$ sich bei der Stephensonschen Kulissensteuerung für jede Lage des Gleitstückes aus den Gleichungen

$$r_i \sin \delta_i = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l} \cos \delta\right),$$

$$r_i \cos \delta_i = \pm \frac{u\,r}{c} \cos \delta$$

bestimmen lassen, worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Excenterstangen (in Fig. 604 punktiert angegeben) gilt und ferner

$c$ die halbe Kulissenlänge,
$u$ die jeweilige Entfernung des Gleitstückes von Mitte Kulisse

bezeichnet.

Der einem beliebigen Kurbelwinkel $\omega$ entsprechende Schieberweg ist hiernach

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l} \cos \delta\right) \cos \omega \pm \frac{u\,r}{c} \cos \delta \sin \omega.$$

Die Schieberwege lassen sich, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, als Sehnen eines Kreises darstellen, dessen Mittelpunktkoordinaten

$$x = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l} \cos \delta\right) \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{102}$$

und

$$y = \frac{r\,u}{2\,c} \cos \delta \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{103}$$

sind.

Die vorstehenden Ausdrücke für $x$ und $y$ sind aber von $u$ abhängig und daher entspricht jeder Kulissenstellung ein besonderer Schieber-

kreis. Die Mitten aller dieser Kreise liegen in einer bestimmten Kurve — der sog. Centralkurve —, die bei der Stephensonschen Kulissensteuerung eine Parabel bildet; dieselbe kehrt bei offenen Stangen ihre konkave, bei gekreuzten Stangen ihre konvexe Seite gegen die Welle $O$ hin.

In Fig. 605 ist das Zeunersche Schieberdiagramm einer Stephensonschen Kulissensteuerung mit offenen Stangen (für unendliche Schubstangenlänge) aufgezeichnet.

Die Mittelpunkte der Schieberkreise $O$ bis $IV$ erhält man aus den Gl. 102 und 103, wenn in dieselben nacheinander für $u$ die Werte $o$, $^1/_4\,c$, $^1/_2\,c$, $^3/_4\,c$ und $c$ eingesetzt werden. Zieht man noch von dem Mittelpunkte des Kurbelkreises aus mit den Halbmessern $i$ und $e$ (innere und äußere Überdeckung) Kreise, so geben deren Schnittpunkte mit den Kreisen $O$ bis $IV$ die entscheidenden Schieberstellungen für die Dampfverteilung an, die sich z. B. für $u = {}^1/_2\,c$ in der Fig. 605 angegebenen Weise gestaltet. Man sieht, daß die Kompression und die Ausströmung des Dampfes vor dem Kolben sowie die Einströmung desselben hinter dem Kolben um so früher beginnt, je stärker man expandiert, d. h. je näher das Gleitstück in der Kulisse dem toten Punkte derselben liegt. (Unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge fallen die Verhältnisse bei der Dampfverteilung für den Hin- und Rückgang des Kolbens verschieden aus.)

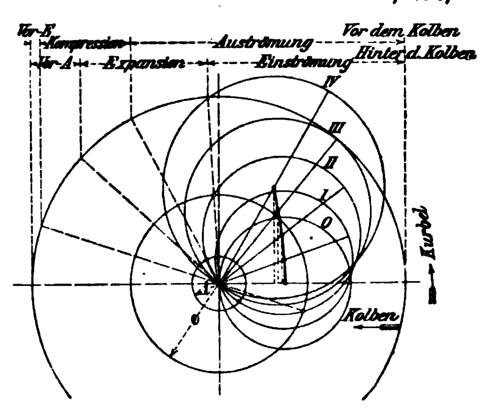



Fig. 605.

Besonderes Gewicht wird bei Kulissensteuerungen auf die Größe des linearen Voreilens gelegt; dasselbe wächst bei offenen Stangen, je stärker man expandiert (s. Fig. 605), während bei gekreuzten Stangen das Umgekehrte der Fall ist. Die Veränderlichkeit des Voreilens wird nach Gl. 102 um so kleiner, je kleiner die Kulisse und je länger die Excenterstange ist. Durch unsymmetrische Stellung der Kurbel zu den Excentern läßt sich das lineare Voreilen z. B. für den Vorwärtsgang einer Dampfmaschine näherungsweise unveränderlich machen, jedoch mit entsprechender Verschlechterung für den Rückwärtsgang derselben. Sofern an Vorwärts- und Rückwärtsgang gleiche Ansprüche gestellt werden, sind die Voreilwinkel beider Excenter gleich groß zu machen.

Die Aufhängung der Kulisse geschieht gewöhnlich im Mittelpunkte derselben, da dieser den geringsten seitlichen Ausschlag macht; damit letzterer von der geraden Linie nur wenig abweicht und ein Springen (Würgen) des Gleitstückes in der Kulisse zufolge ihrer auf und ab

steigenden Bewegung möglichst vermieden wird, sind tunlichst lange Hängestangen anzuwenden.

Bei der Umsteuerung von Gooch ist, wie Fig. 606 ersichtlich, die Kulisse fest aufgehängt, und es wird die Schieberschubstange mit dem Gleitstein verschoben. Der Krümmungshalbmesser der Kulisse ist gleich der Länge $l_1$ der Schieberschubstange.

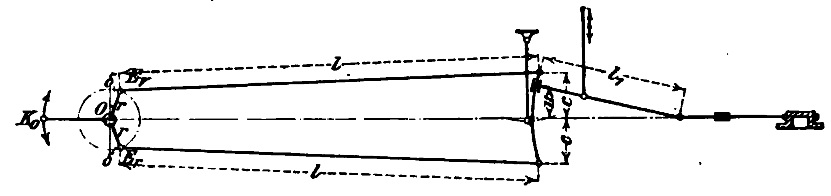


Fig. 606.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

und

$$y = \frac{r\,u}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right),$$

worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt.

Die Centralkurve ist, da die Abscissen für die Mittelpunkte der Schieberkreise von der Größe $u$ unabhängig sind, eine Gerade; das lineare Voreilen ist daher unveränderlich.

Der Schieberweg für einen beliebigen Winkel $\omega$ ist

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right)\cos\omega \pm \frac{u\,r}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right)\sin\omega.$$

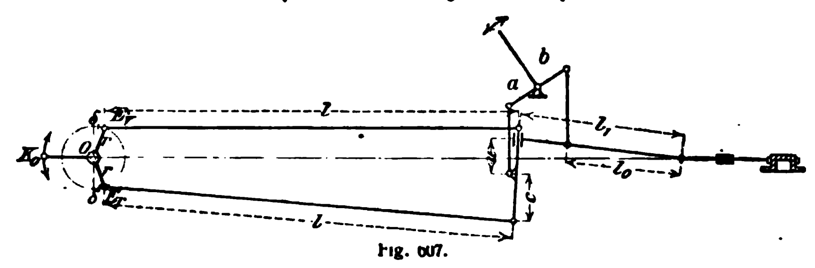


Fig. 607.

Die Umsteuerung von Allan (Fig. 607) hat eine gerade Kulisse. Schieberschubstange und Kulisse werden durch einen Doppelhebel (Hebellängen $b$ bezw. $a$) gleichzeitig gegeneinander verstellt.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{n\,c^2 - u^2}{n\,c\,l}\cos\delta\right)$$

und

$$y = \frac{r\,u}{2\,c}\left[\cos\delta \mp \frac{c\,(n-1)}{n\,l}\sin\delta\right],$$

worin wieder das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. Es muß ferner sein

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right)$$

und

$$n = 1 + \frac{l_1}{l_0}\frac{b}{a}.$$

Die Centralkurve ist eine Parabel, die bei offenen Stangen ihre konkave, bei gekreuzten Stangen ihre konvexe Seite gegen den Anfangspunkt des Koordinatensystems hin kehrt. Die Veränderlichkeit des linearen Voreilens ist kleiner als bei der Stephensonschen Kulisse.

Der Schieberweg für einen beliebigen Kurbelwinkel $\omega$ ist

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{n c^2 - u^2}{n c l}\cos\delta\right)\cos\omega \pm \frac{u r}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{n l}\sin\delta\right)\sin\omega.$$

# E. Kondensation [1]).

Je nachdem der zu kondensierende Dampf mit dem Kühlwasser unmittelbar in Berührung gebracht wird, oder aber durch Metallwände von ihm getrennt bleibt, unterscheidet man Mischkondensation und Oberflächenkondensation.

## a) Mischkondensation.

Bei genügender Verteilung des Kühlwassers im Kondensatorraume beträgt die Mischungstemperatur $t_k$ in diesem gewöhnlich nicht unter 30°, häufig — um wärmeres Speisewasser zu erhalten — 35° bis 40°. Die Temperatur $t_k$ hängt von der Menge und der Temperatur des Kühlwassers ab.

Bezeichnet $\lambda_k$ die Wärmemenge, welche 1 kg Dampf der Kondensation zuführt, $m$ die für 1 kg Dampf erforderliche Kühlwassermenge (in kg) von der Temperatur $t_w$ — die der Flüssigkeitswärme des Kühlwassers entsprechende Temperatur $t_w$ s. Tabelle auf S. 668 —, so muß

$$\lambda_k + m\,t_w = (1 + m)\,t_k$$

sein; hieraus folgt für die Kühlwassermenge

$$m = \frac{\lambda_k - t_k}{t_k - t_w}.$$

Bei Dampfmaschinen kann mit Rücksicht auf Dampfnässe und Abkühlung in der Leitung zum Kondensator als Mittelwert gesetzt werden

$$\lambda_k - t_k = 570;$$

damit geht obige Gleichung über in

$$m = \frac{570}{t_k - t_w} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{104}$$

und es folgt hieraus — bei gegebener Kühlwassermenge $m$ — für die Mischungstemperatur

$$t_k = \frac{570}{m} + t_w.$$

---

[1]) Vergl. F. J. Weiß: „Die Kondensation“, Berlin 1901, Julius Springer.

**Tabelle für Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes von 0° bis 120° C. Nach Zeuner.**

| Temperatur | Druck | Druck | Flüssigkeitswärme | Gesamtwärme | Verdampfungswärme gesamte | Verdampfungswärme innere | Verdampfungswärme äußere | $w = v - v'$ | Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | kg/qcm | mm Q.-S. | $q$ | $\lambda$ | $r$ | $\rho$ | $APw$ | cbm/kg | kg/cbm |
| 0 | 0,006 | 4,60 | 0 | 592,67 | 592,67 | 562,30 | 30,36 | 205,850 | 0,0049 |
| 5 | 0,009 | 6,53 | 5,00 | 596,94 | 591,94 | 561,05 | 30,90 | 147,470 | 0,0068 |
| 10 | 0,012 | 9,17 | 10,00 | 600,87 | 590,87 | 559,44 | 31,43 | 106,964 | 0,0094 |
| 15 | 0,017 | 12,70 | 15,01 | 604,51 | 589,51 | 557,55 | 31,96 | 78,496 | 0,0127 |
| 20 | 0,024 | 17,39 | 20,01 | 607,73 | 587,72 | 555,23 | 32,49 | 58,253 | 0,0172 |
| 25 | 0,032 | 23,55 | 25,02 | 610,73 | 585,71 | 552,70 | 33,01 | 43,713 | 0,0229 |
| 30 | 0,043 | 31,55 | 30,03 | 613,43 | 583,41 | 549,88 | 33,53 | 33,144 | 0,0302 |
| 35 | 0,057 | 41,83 | 35,04 | 615,86 | 580,83 | 546,78 | 34,04 | 25,381 | 0,0394 |
| 40 | 0,075 | 54,91 | 40,05 | 618,09 | 578,04 | 543,49 | 34,55 | 19,625 | 0,0510 |
| 45 | 0,097 | 71,39 | 45,07 | 620,06 | 574,99 | 539,94 | 35,05 | 15,313 | 0,0653 |
| 50 | 0,125 | 91,98 | 50,09 | 621,89 | 571,80 | 536,25 | 35,55 | 12,054 | 0,083 |
| 55 | 0,160 | 117,48 | 55,11 | 623,28 | 568,17 | 532,14 | 36,03 | 9,562 | 0,105 |
| 60 | 0,202 | 148,79 | 60,14 | 624,80 | 564,66 | 528,15 | 36,51 | 7,654 | 0,131 |
| 65 | 0,254 | 186,94 | 65,17 | 626,33 | 561,16 | 524,16 | 37,00 | 6,172 | 0,162 |
| 70 | 0,317 | 233,08 | 70,20 | 627,85 | 557,65 | 520,17 | 37,48 | 5,014 | 0,199 |
| 75 | 0,392 | 288,50 | 75,24 | 629,38 | 554,14 | 516,18 | 37,96 | 4,103 | 0,244 |
| 80 | 0,482 | 354,62 | 80,28 | 630,90 | 550,62 | 512,19 | 38,43 | 3,379 | 0,296 |
| 85 | 0,589 | 433,00 | 85,33 | 632,43 | 547,10 | 508,21 | 38,89 | 2,801 | 0,357 |
| 90 | 0,714 | 525,39 | 90,38 | 633,95 | 543,57 | 504,24 | 39,33 | 2,335 | 0,428 |
| 95 | 0,862 | 633,69 | 95,44 | 635,48 | 540,04 | 500,27 | 39,76 | 1,957 | 0,511 |
| 100 | 1,033 | 760,00 | 100,50 | 637,00 | 536,50 | 496,29 | 40,21 | 1,650 | 0,606 |
| 105 | 1,232 | 906,41 | 105,57 | 638,53 | 532,96 | 492,33 | 40,63 | 1,398 | 0,715 |
| 110 | 1,462 | 1075,37 | 110,64 | 640,05 | 529,41 | 488,36 | 41,05 | 1,190 | 0,839 |
| 115 | 1,726 | 1269,41 | 115,72 | 641,58 | 525,85 | 484,40 | 41,46 | 1,019 | 0,981 |
| 120 | 2,028 | 1491,28 | 120,81 | 643,10 | 522,29 | 480,44 | 41,86 | 0,875 | 1,141 |

Aus der in Fig. 608 dargestellten Kurve sind die mittels der Gl. 104 berechneten Werte von $m$ für verschiedene Temperaturunterschiede $t_k - t_w$ zu entnehmen. (Das Kühlwasser hat bei Entnahme aus Brunnen eine ziemlich gleichmäßige Temperatur $t_w$ — etwa bis 10°, bei Flüssen und Teichen je nach Lage und Jahreszeit bis über 25°, bei Rückkühlung 30° bis über 40°.)

Die Kondensatorspannung $p_k$ setzt sich zusammen aus der der Mischungstemperatur $t_k$ entsprechenden Dampfspannung $p_d$ (s. vorstehende Tabelle) und aus der Spannung $p_l$ der im Kondensator befindlichen verdünnten Luft, d. h. es ist

$$p_k = p_d + p_l.$$

Fig. 608.

Diese Gesamtspannung mit möglichst kleiner Kühlwassermenge, möglichst kleiner Luftpumpe und möglichst geringer Betriebsarbeit so niedrig als möglich zu halten, ist die Aufgabe einer guten Kondensationsanlage.

Bei Kondensatoren mit Parallelstrom, wie sie vorherrschend zur Ausführung kommen, findet eine unmittelbare Mischung des Dampfes mit dem eingespritzten Kühlwasser derart statt, daß beide sich im Kondensator in gleicher Richtung bewegen; die Kondensationserzeugnisse — Luft und erwärmtes Wasser — werden durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam abgesaugt. Es ist hier die Kondensatorspannung

$$p_k = p_d + p_l.$$

Für die Luftspannung kann unter günstigsten Verhältnissen 20 bis 30 mm Q.-S. gesetzt werden.

Die Regelung der Einspritzwassermenge wird durch einen Hahn oder ein Kegelventil bewirkt. Die Verteilung (Zerstäubung) erfolgt im ersten Falle durch ein Sieb, im zweiten Falle durch das Ventil selbst. Die Geschwindigkeit des Einspritzwassers soll im Rohre 1 bis 2 m/sek, im Ventil 4 bis 5 m/sek betragen.

Der Inhalt des Kondensators kann etwa gleich dem 1,5fachen Inhalte der zugehörigen (einfachwirkenden) Luftpumpe genommen werden.

Bei Kondensatoren mit Gegenstrom bewegen sich Dampf und Wasser im Kondensator entgegengesetzt zueinander.

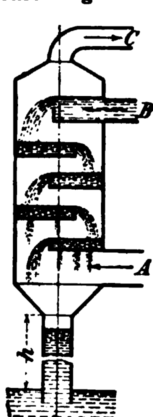


Fig. 609.

Bei dem Fig. 609 schematisch dargestellten Weißschen Gegenstromkondensator tritt der Dampf unten bei $A$, das Wasser oben bei $B$ ein, und die Luftpumpe saugt ihr Gasgemenge bei $C$ ab, d. h. an einer Stelle, wo es wegen des dort eintretenden Wassers am kühlsten ist. Infolgedessen wird auch die Dampfspannung hier nahezu der Temperatur $t_w$ des Kühlwassers entsprechen. Anderseits ist an der Stelle, wo der Dampf ein- und das erwärmte Wasser austritt, zwar die Dampfspannung der höheren Temperatur entsprechend, aber zugleich die Luftspannung geringer. Die Kondensatorspannung ist daher nur wenig höher als $p_d$, und man kann kleinere Kühlwassermengen anwenden und bessere Luftleere erzielen. (Die Kühlwassermenge $m$ für 1 kg Dampf ergibt sich bei Gegenstrom etwa nur $^1/_2$- bis $^2/_3$mal so groß als bei Parallelstrom, — gleiche Luftleere und Temperatur des Kühlwassers in beiden Fällen vorausgesetzt.)

Das Wasser wird bei Gegenstromkondensatoren häufig durch ein sog. barometrisches Fallrohr (s. Fig. 609) abgeführt, dessen Höhe $h$ größer als die dem Atmosphärendruck entsprechende Wassersäulenhöhe zu nehmen ist; zuweilen wird hierzu eine Warmwasserpumpe verwendet. Die Luft wird gewöhnlich durch eine trockene Schieberluftpumpe abgesaugt.

Die Zuführung des Kühlwassers geschieht entweder durch unmittelbares Ansaugen infolge der Luftleere im Kondensator oder durch eine besondere Kaltwasserpumpe, unterstützt durch die Saugwirkung des Kondensators, in den das Druckrohr einmündet.

Der Kondensatorraum ist zur Verminderung der Fallgeschwindigkeit des Kühlwassers mit wagerechten Zwischenwänden, Überlaufbehältern, [illegible] oder dergl. zu versehen.

## b) Oberflächenkondensation.

Hierbei läuft das mittels Kreiselpumpe zugeführte Kühlwasser durch ein vom Dampfe umspültes Rohrsystem des in der Regel geschlossenen Kondensators von zylindrischer Gestalt. Zwischen den ebenen Rohrböden derselben sind dünnwandige Messingrohre von 20 bis 25 mm Durchmesser und 30 bis 35 mm Abstand der Mitten durch Gummiringe abgedichtet.

Für mittlere Verhältnisse sind 0,02 bis 0,03 qm Kühlfläche und 40 bis 50 kg Kühlwasser für 1 kg Dampf in der Stunde erforderlich.

Die Entfernung des erwärmten Wassers und der Luft erfolgt durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam oder durch zwei getrennte Pumpen.

Diese Art der Kondensation kommt zumeist nur bei Schiffsmaschinen vor. Das reine warme Niederschlagwasser wird hier zweckmäßig für die Speisung der Dampfkessel verwendet.

## c) Luftpumpe.

### 1. Berechnung der Luftpumpe.

Bezeichnet

$W$ die Kühlwassermenge in kg/min,

$D$ die zu kondensierende Dampfmenge in kg/min,

so ist zunächst, unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen,

$$W = m D = \frac{570}{t_k - t_w} D \qquad \ldots \ldots \quad 105$$

Bezeichnet ferner

$L$ die gesamte in den Kondensator tretende Luftmenge, — bezogen auf atmosphärischen Druck in cbm/min,

$V_l$ die durch die Luftpumpe (unter Berücksichtigung der Wasserfüllung, der Expansion aus dem schädlichen Raume und sonstiger Verluste) anzusaugende Luftmenge, — bezogen auf die Spannung $p_l$ im Kondensator in cbm/min,

so ist nach dem Mariotteschen Gesetz

$$V_l \, p_l = L \cdot 1 = L$$

und

$$V_l = \frac{L}{p_l} \qquad \ldots \ldots \ldots \quad 106$$

Bei Parallelstrom ist $p_l = p_k - p_d$ (mit $p_d$ entsprechend der Kondensatortemperatur $t_k$).

Bei Gegenstrom ist nach Weiß die Temperatur an der Ansaugestelle um einen Zuschlag $\alpha$ höher zu rechnen als die Kühlwassertemperatur $t_w$, nämlich $\alpha = 4^0 + 0,1\,(t_k - t_w)$, und die Dampfspannung dieser Temperatur $t_w + \alpha$ entsprechend zu wählen, so daß für die Luftspannung in diesem Falle

$$p_l = p_k - p_d\,(t_w + \alpha)$$

in Gl. 106 einzusetzen ist.

Für die Luftmenge $L$ kann unter der Annahme, daß die im Kühlwasser absorbiert enthaltene Luftmenge bei atmosphärischem Druck und 15° Temperatur (nach Bunsen) im Mittel zwei Raumprozente beträgt und ferner (nach Weiß) der Luftzutritt durch die Stopfbüchsen sowie durch Undichtheiten der Rohrleitung zur Kondensation, deren gesamte Länge $z$ (in m) ist, sich durch einen Undichtheitskoeffizienten $\mu$ ausdrücken läßt, in beiden Fällen (Parallelstrom und Gegenstrom) genommen werden

$$L = \left(0{,}02 + \frac{\mu}{m}\right)\frac{W}{1000}\ \text{cbm/min},$$

oder auch

$$L = \frac{1}{1000}(0{,}02\,W + \mu\,D)\ \text{cbm/min}^{1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{107}$$

Der Undichtheitskoeffizient $\mu$ beträgt

für grobe Betriebe (Hüttenwerke und dergl.) $\mu = 1{,}8 + 0{,}01\ z$,
" feine " (Elektrizitätswerke mit Centralkondensation) . . . . $\mu = 1{,}8 + 0{,}006\ z$;

bei Maschinen mit Einzelkondensation ist $z = 0$.

Bei einer trockenen Luftpumpe ergibt sich, unter Zugrundelegung eines Lieferungsgrades $\lambda$ ($\sim$ 0,90 bis 0,95), der Durchmesser $d$ derselben bei dem Hube $s$ (beide in m) aus

$$V_l = i\,\lambda\,\frac{d^2\pi}{4}\,s\,n,$$

worin $n$ die minutliche Umlaufzahl und $i = 1$ oder 2, je nachdem die Pumpe einfach- oder doppelwirkend ist.

Die Abmessungen u. s. w. einer nassen Luftpumpe sind mit Rücksicht auf das von ihr anzusaugende, aus Luft, Kühlwasser und verdichtetem Dampf bestehende Volumen, somit aus

$$V_l + \frac{W + D}{1000} = i\,\lambda\,\frac{d^2\pi}{4}\,s\,n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{108}$$

zu ermitteln. Hierin ist für den Lieferungsgrad $\lambda \sim 0{,}80$ zu setzen.

Für die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c$ kann bei liegenden, dopppeltwirkenden Luftpumpen (für die also $s\,n = 30\,c$) etwa 2 bis 3 m/sek, vereinzelt bis 6,5 m/sek genommen werden. Die Wassergeschwindigkeit in den Ventilen soll für $c$ bis 3 m/sek etwa 1,0 bis 1,5 m/sek und für $c = 3{,}0$ bis 6,5 m/sek etwa 1,5 bis 2,0 m/sek betragen.

Bei stehenden, einfachwirkenden Luftpumpen ist $c = 1{,}0$ bis 1,3 m/sek zu wählen.

Stöße in der Pumpe können durch richtige Anordnung der Wasserwege und entsprechende Konstruktion der Ventile vermieden werden (vergl. Z. d. V. d. I. 1895, S. 539 und 1269).

Beispiel. Es sind die Abmessungen der doppeltwirkenden nassen Luftpumpe einer Dampfmaschine zu ermitteln, deren Abdampfmenge $D = 300$ kg/min beträgt.

---

1) Hierbei ist angenommen, daß diese Luftmenge die Temperatur $t_k$ des Kondensators hat, bezw. daß bei dem Anteil der absorbierten Luft wegen Unsicherheit die geringfügige Korrektur $\frac{273 + t_k}{273 + 15}$ überflüssig erscheint.

Das Vakuum im Kondensator soll zu 670 mm Q.-S., entsprechend $p_k = 0{,}12$ kg/qcm, angenommen werden.

Die Kühlwassertemperatur sei $t_w = 12^0$. Für eine zur Verfügung stehende Kühlwassermenge $W = 7500$ kg/min ergibt sich nach Gl. 105

$$m = \frac{7500}{300} = 25$$

und damit die Mischungstemperatur nach Gl. 104 zu

$$t_k = \frac{570}{25} + 12 \sim 35^0.$$

Der dieser Temperatur entsprechende Dampfdruck beträgt (s. Tabelle auf S. 668)

$$p_d = 0{,}057 \text{ kg/qcm}.$$

Aus Gl. 107 folgt mit $\mu = 1{,}8$

$$L = \frac{1}{1000}(0{,}02 \,.\, 7500 + 1{,}8 \,.\, 300) \sim 0{,}7 \text{ cbm/min}$$

und damit aus Gl. 108 das von der Luftpumpe anzusaugende Volumen

$$\frac{0{,}7}{0{,}12 - 0{,}057} + \frac{7500 + 300}{1000} \sim 9 \text{ cbm/min}.$$

Für eine mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2{,}4$ m/sek bezw. $s\,n = 72$ ergibt sich dann der Durchmesser $d$ der Luftpumpe aus

$$2 \,.\, 0{,}8 \frac{d^2 \pi}{4} 72 = 9$$

zu

$$d = 0{,}315 \text{ m}$$

und der Hub (für $n = 120$ Uml/min) aus

$$c = \frac{n\,s}{30}$$

zu

$$s = \frac{30 \,.\, 2{,}4}{120} = 0{,}600 \text{ m}.$$

Der Durchmesser $d_0$ (in m) der Abdampfleitung zum Kondensator kann nach Weiß für eine minutliche Dampfmenge $D$ in kg genommen werden

$$\text{für kurze Leitungen } d_0 = \frac{D^{0,4}}{15} \text{ und}$$

$$\text{„ lange „ } d_{0(l)} = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d_0,$$

wobei $l$ (in m) stets von der Maschine bis zum Kondensator zu rechnen ist.

## 2. Ausführungen der Luftpumpe.

Liegende Luftpumpen sind meist doppeltwirkend, stehende Luftpumpen einfachwirkend. Häufig werden zwei einfachwirkende Luftpumpen miteinander gekuppelt und unter Einschaltung eines Schwinghebels und angreifender Lenkstangen vom Kurbel- oder Kreuzkopfzapfen oder auch von einer durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine aus betrieben.

Fig. 610 zeigt eine solche Pumpe, die mittels Schubstange vom Kurbelzapfen aus bewegt wird; sie arbeitet ohne Saugventile in der Weise, daß eine ringförmige Öffnung $a$ in der Lauffläche des Pumpencylinders bei der Bewegung des hohlen Kolbens während eines Teiles des Nieder- und des Aufganges frei wird und dabei dem Dampf- und Luftgemisch und dem Wasser den Zutritt in den Pumpenraum gestattet.

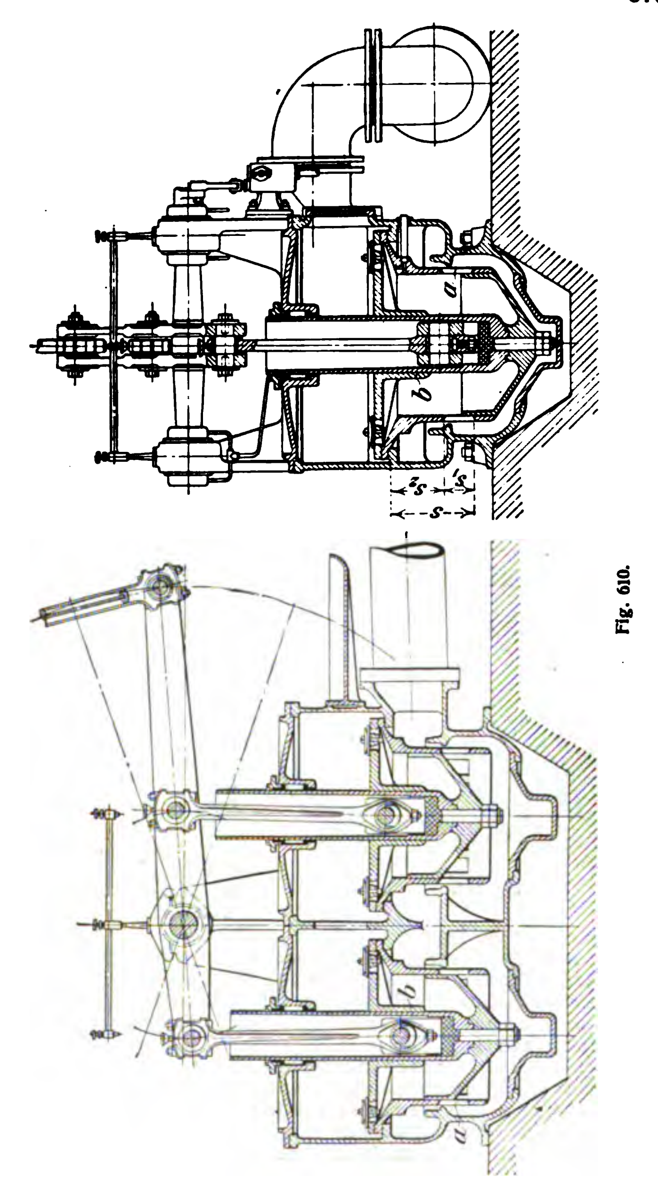



Fig. 610.

Sobald beim Aufgange des Kolbens die Öffnung *a* geschlossen ist, wird bei der Weiterbewegung desselben durch den Verdränger *b* zuerst die Luft und darauf ein Teil des eingeschlossenen Wassers durch die mit Kautschukklappen arbeitenden Ventile gedrückt.

Als Hauptvorteile dieser Pumpe sind, außer der billigen Herstellung, die Abwesenheit der Saugventile, der geringere Druck im Kondensatorraume und der zwangläufige Schluß der Saugöffnungen durch die Kolbenoberkante zu betrachten. Allerdings sind damit — gegenüber anderen einfachwirkenden Luftpumpen mit Saugventilen — die Nachteile verbunden, daß für die Förderung vom Gesamthube $s = s_1 + s_2$ nur ein Teil $s_2$ wirksam ist — die Kolbengeschwindigkeit daher unter sonst gleichen Umständen im Verhältnis $s : s_2$ größer (um 30 bis 50%) sein muß, ferner der Verdränger *b* bezw. die Relativbewegung des Wassers im hohlen Kolbenkörper eine hohe Geschwindigkeit desselben im Cylinder und in den Druckventilen bedingt.

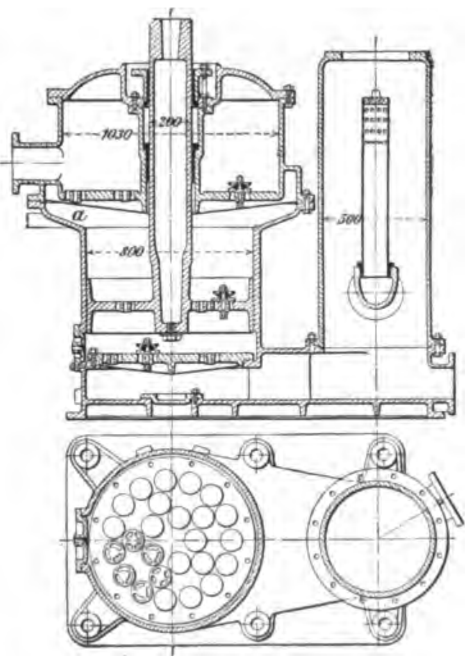


Fig. 611.

Die Fig. 611 ersichtliche stehende Kondensatorluftpumpe nach Dörfel hat 800 mm Durchmesser und 235 mm Hub; sie kennzeichnet sich dadurch, daß der obere Raum des Cylinders zu einer großen Luftkammer *a* ausgebildet ist und die in derselben eingeschlossene Luft beim Kolbenaufgange als elastisches Kissen wirkt, wodurch Stöße, auch bei schnellem Gange der Pumpe, vermieden werden. Der mit seiner Stange in einem Stück gegossene, in den Cylinder eingeschliffene Kolben trägt 30 Ventile; außerdem sind 35 Saug- und 45 Druckventile vorhanden.

Stehende Kondensatorluftpumpen mit Tauchkolben befinden sich an der nachstehend beschriebenen liegenden Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest, sowie an der stehenden Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. (Über die Konstruktion dieser Pumpen s. S. 682 bezw. S. 684.)

Fig. 612 zeigt eine liegende Kondensatorluftpumpe, bei der sich das Wasser über den Saugklappen ansammelt; infolge des hierdurch geschaffenen Überdruckes macht sich der Eröffnungswiderstand dieser

Klappen weniger geltend. Der Querschnitt des Saugschlitzes und die Zeitdauer der Eröffnung (mit Rücksicht auf Umlaufzahl) müssen jedoch so gewählt werden, daß das Wasser rechtzeitig eintreten und auch noch Luft abgesaugt werden kann; andernfalls ist eine besondere Luftzuführungsleitung erforderlich.

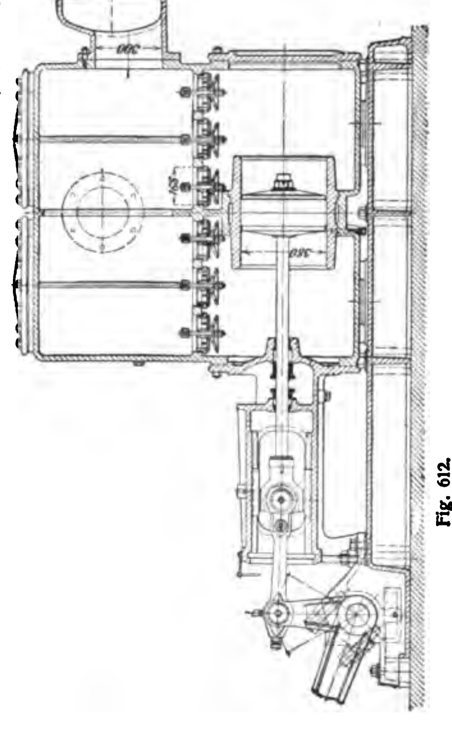
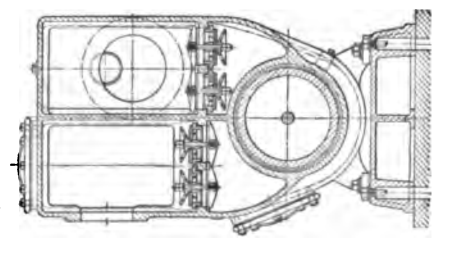


Fig. 612.



Eine in der Wirkungsweise der vorbesprochenen ähnliche liegende Kondensatorluftpumpe veranschaulicht Fig. 613. Die Pumpe arbeitet mit einem Tauchkolben, der sich in einem eingeschraubten Metallringe mit Labyrinthdichtung führt und, um einseitige Abnutzungen zu verhüten, so konstruiert ist, daß sein Gewicht demjenigen des von ihm verdrängten Wassers entspricht. Die Kautschukventile sind in besonderen, durch Schraubenstifte am Pumpengehäuse befestigten Platten untergebracht.

Fig. 614 zeigt eine unter Maschinenflur aufgestellte, liegende Kondensatorluftpumpe, deren Antrieb mittels zweiarmigen Schwinghebels von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckcylinders einer liegenden Verbunddampfmaschine aus erfolgt. Die Abbildung läßt gleichzeitig den Kreuzkopf der durchgehenden Kolbenstange, sowie die am hinteren Cylinderdeckel und ferner auf einer Säule befestigte einseitige Schlittenführung des Kreuzkopfes erkennen.

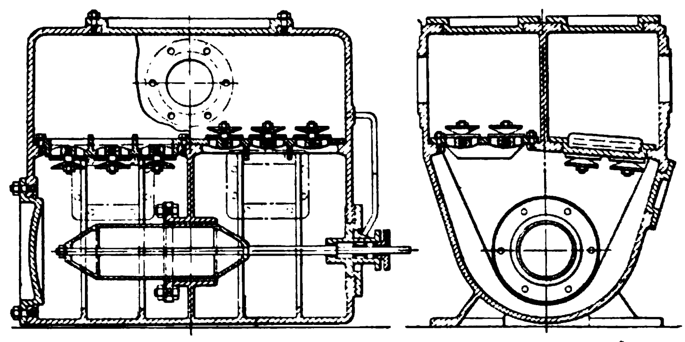


Fig. 613.

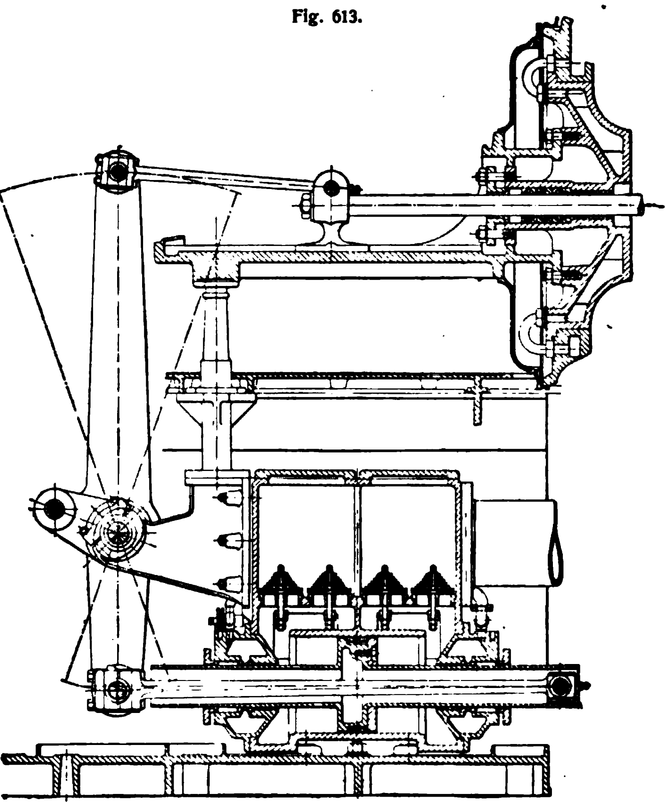


Fig. 614.

# F. Anordnungen der Dampfmaschinen.

Eine liegende Eincylinderdampfmaschine mit Außenkurbel und Schiebersteuerung (Bauart Rider) der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz zeigen Fig. 615 bis 618. Die Maschine hat nachstehende Hauptabmessungen:

| | | |
|---|---|---|
| Cylinderdurchmesser | . . . . | 350 mm, |
| Kolbenhub | . . . . . . . . . | 500 „ |
| Minutliche Umlaufzahl | . . . | 150 |
| Schwungrad- { Durchmesser | . . | 2600 mm, |
| Schwungrad- { Kranzbreite | . . | 450 „ |

Der an die Rundführung mit centrischer Cylinderbefestigung sich anschließende einseitige Balken liegt mit seiner unteren Fläche auf dem Fundament, außerdem werden Führung sowohl wie auch der mit einem Dampfmantel zusammengegossene Cylinder am hinteren Ende je durch einen Fuß gestützt.

Die vordere Cylinderwand ist geschlossen hergestellt und nur mit einer kleinen, der Bohrspindel entsprechenden Öffnung versehen, in welche der Stopfbüchseneinsatz zu liegen kommt.

Der Frischdampf strömt von unten in den mit dem Cylinder verschraubten Schieberkasten, aus diesem auch in den Mantel des ersteren, sowie in denjenigen des vorderen Cylinderdeckels.

Das mit dem Balken aus einem Stück gegossene Kurbellager hat gußeiserne, mit Weißmetall gefütterte Schalen, von denen die beiden Seitenschalen durch je einen breiten Zugkeil nachstellbar sind. Auch der Kurbelzapfen ist von gußeisernen, mit Weißmetall gefütterten Schalen umgeben.

Andere Einzelteile der Maschine, wie Schieberstangenführungen, Excenterstangen, Schubstange, Kreuzkopf, Regulatorantrieb u. s. w. sind aus den Abbildungen ersichtlich.

Eine liegende Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest mit auslösender Ventilsteuerung nach Collmann ist in Fig. 619 bis 621 wiedergegeben. Der Hochdruckcylinder hat 725 mm, der Niederdruckcylinder 1150 mm Bohrung; der Kolbenhub beträgt 1000 mm, die normale Umlaufzahl der Maschine 125 in der Minute. Sie leistet bei 9 atm Einströmungsspannung und 14facher Gesamtexpansion 1200 $PS_i$.

Der Rahmen der Maschine liegt mit seinem bajonettförmig gehaltenen Teile auf dem Fundament; die gebohrte Rundführung wird nach hinten durch einen Fuß gestützt. Mit dem Rahmen ist centrisch ein die Kurbel und Schubstange umhüllender gußeiserner Ölfang verbunden. Die Schubstangenköpfe sind beiderseits geschlossen.

Beide Cylinder sind mit Dampfmänteln zusammengegossen, die von dem Arbeitsdampf des betreffenden Cylinders geheizt werden. Die Einlaß- und Auslaßventile des Hochdruckcylinders wie auch die Einlaßventile des Niederdruckcylinders sind zweisitzig, die Auslaßventile des letzteren dagegen viersitzig ausgeführt.

Die Steuerung der Einlaßventile beider Cylinder (Fig. 621) ist bereits auf S. 655/56 beschrieben; die dort an Hand der Fig. 596 be-

Der Hebel *m* (Fig. 621) jedes Auströmventiles trägt eine gehärtete Rolle *n*, die auf der unteren Fläche des Daumens *o* rollt. Bei der

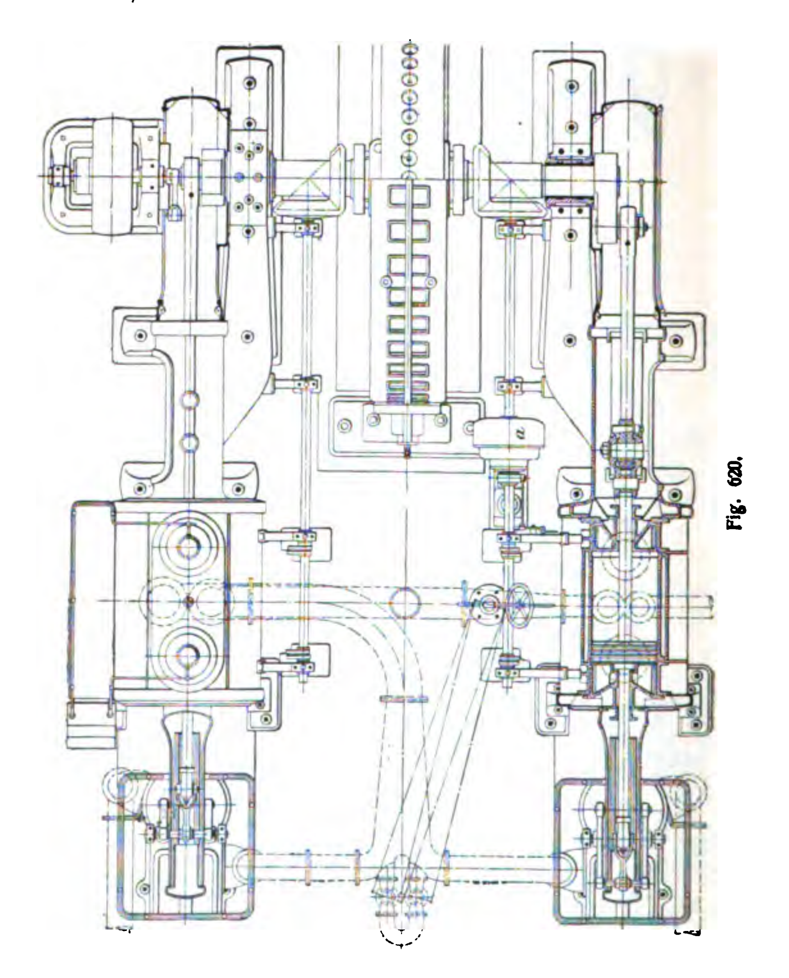


Fig. 620.

tiefsten Lage desselben findet keine Berührung mit der Rolle statt, und das Ventil bleibt geschlossen. Dasselbe beginnt sich zu öffnen, sobald der Daumen nach außen schwingt und mit der Rolle in Berührung kommt; es bleibt dann geöffnet, bis der Daumen in seine Innenlage zurückgelangt ist.

Der unmittelbar auf der zum Hochdruckcylinder gehörigen Steuerwelle befestigte Federregulator *a* (Fig. 620) liegender Bauart ist mit

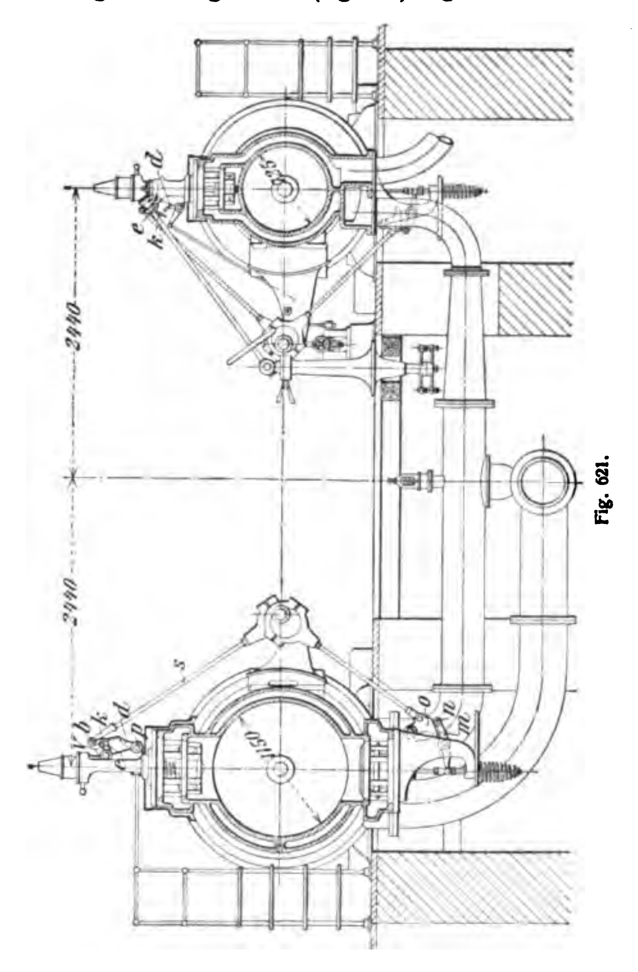


Fig. 621.

Pendeln ausgerüstet, die beim Ausschwingen mittels Schneidens auf eine Schraubenfeder von rechteckigem Querschnitt wirken. Die Bewegungen der Regulatorhülse werden durch Hebel und Verbindungsstange der Stange *p* (Fig. 621) mitgeteilt, auf der die zum Auslösen der Steuerklinken *k* dienenden Daumen *d* befestigt sind.

Unter dem Maschinenraum liegen zwei einfachwirkende, stehende Luftpumpen, die von den durchgehenden Kolbenstangen der Cylinder mittels Lenkstangen und Winkelhebel angetrieben werden. Beide Luftpumpen sind mit leicht zugänglichen Metallventilen ausgerüstet, von denen die Saugventile in einem seitlich angeordneten, mit dem Pumpenkörper aus einem Stück gegossenen Kasten untergebracht sind. Der eingeschliffene Kolben hat gleichfalls aus Metall hergestellte Ventile. Der an die Abdampfleitung des Niederdruckcylinders anschließende Kondensator ist durch eine Zwischenwand in zwei Hälften geteilt; jede mit besonderem Einspritzrohr und Regulierhahn versehene Hälfte steht durch eine Leitung mit einer der beiden Luftpumpen in Verbindung.

Zum Anlassen und Abstellen der Maschine dient ein mittels Handrad und konische Räder bewegtes Doppelsitzventil am Hochdruckcylinder.

Bei stehenden Dampfmaschinen erfolgt die Stützung der Cylinder in der Regel durch einseitige Ständer mit ebenen Gleitbahnen und — auf der Vorderseite der Maschine — durch zumeist schräg stehende, geschmiedete oder gegossene Säulen, die mit der Grundplatte und mit dem entsprechend ausgebauten Cylinderflansch oder einem am Cylinder angegossenen Tragarm verbunden werden. Die Ständer erhalten hierbei runde kragenförmige Anschlußflansche, auf die die Cylinder centrisch aufgesetzt werden, oder aber es werden die letzteren mit einem hinteren kastenförmigen Ansatz unmittelbar (ohne Kragen) auf die Ständer gestellt.

Die erstgenannte Anordnung findet sich bei der auf Tafel VI dargestellten stehenden Kondensations-Verbundmaschine mit Schiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. Die Maschine hat Cylinder von 550 bezw. 860 mm Durchmesser und 550 mm Hub; sie leistet mit 125 Uml/min und 10 kg/qcm Spannung des Einströmdampfes 300 bis 450 $PS_n$.

Die Cylinder sind mit ihren Mänteln in einem Stück gegossen. Der Mantel des Hochdruckcylinders kann mit frischem Dampf geheizt werden, während der Mantel des Niederdruckcylinders vom Aufnehmerdampf durchströmt wird.

Der Hochdruckcylinder wird durch zwei ineinander geführte Kolbenschieber aus Tiegelguß gesteuert, von denen der innere Expansionsschieber — ein Rider-Spaltschieber — von einem kräftigen Federregulator verstellt wird, der Veränderungen der Umlaufzahl der Maschine während des Ganges um mindestens $\pm$ 5 % gestattet.

Zur Sicherung des Betriebes bei eintretender gänzlicher Entlastung ist ein Schnellschlußventil vor dem Absperrventil eingeschaltet; dasselbe wird mittels Hebels und Gestänge vom Regulator derart gesteuert, daß der Dampf bei 0,9 des Muffenhubes gedrosselt und bei höchster Stellung des Regulatormuffs vollständig abgesperrt wird. Die Spindel des Schnellschlußventiles hat keine Stopfbüchsen, sondern ist, damit die Bewegungswiderstände möglichst gering ausfallen, dampfdicht in die Führungsbüchse eingeschliffen.

Der Niederdruckcylinder hat Kolbenschiebersteuerung mit geliderten Schieber und Trick-Kanal für doppelte Einströmung. Die Gewichte des Grundschiebers am Hochdruckcylinder und des Schiebers am Niederdruckcylinder sind durch Entlastungsvorrichtungen aufgehoben. Durch Einschaltung eines Wechselventils kann die Maschine mit oder ohne Kondensation arbeiten.

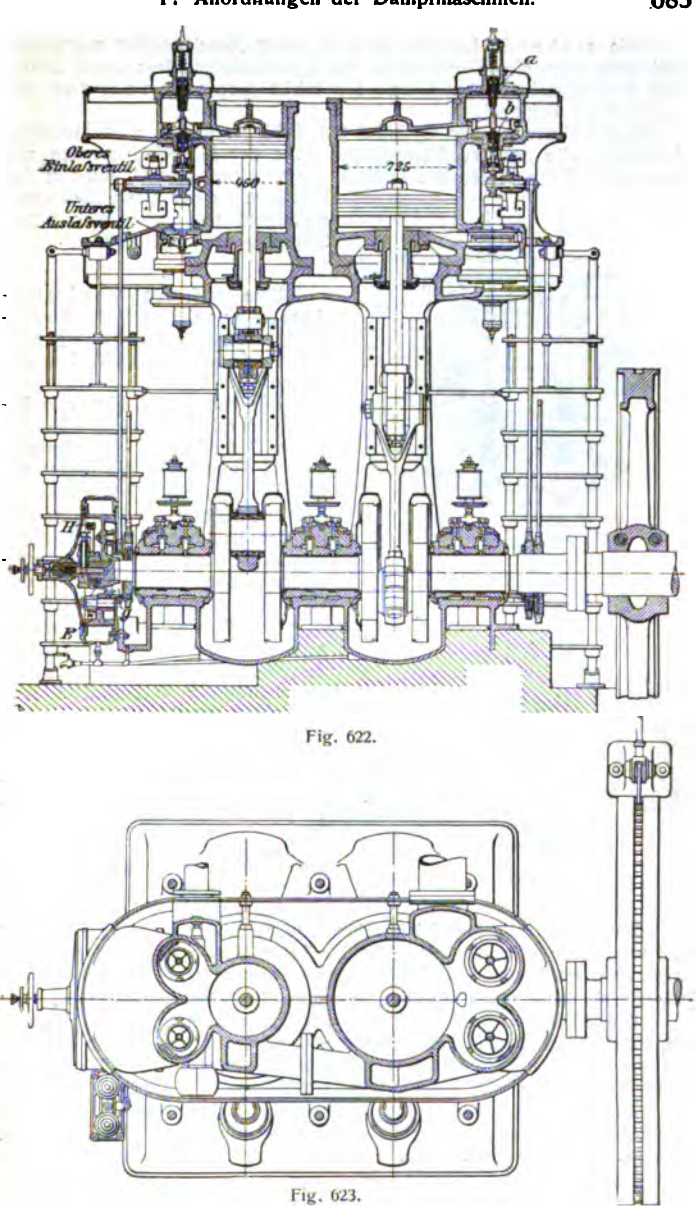



Fig. 622.

Fig. 623.

Die stehende Luftpumpe ist unter Maschinenflur angeordnet und wird vom Kreuzkopfzapfen des Hochdruckcylinders durch Lenker und Schwinghebel angetrieben; sie wirkt doppelt saugend und einfach drückend.

Zur Schmierung der Cylinder und Schieber dienen zwei Mollerup-Apparate; alle anderen beweglichen Teile der Maschine werden von Centralschmierapparaten aus bedient. Das verbrauchte Öl wird in den Öltrögen an der Grundplatte aufgefangen und von hier einem Sammelgefäß zugeführt.

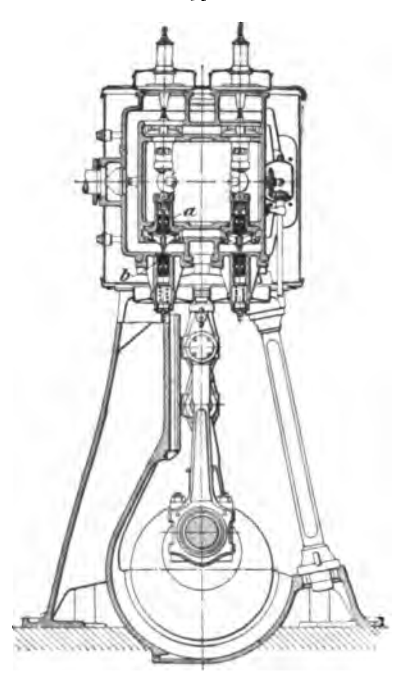


Fig. 624.

Eine stehende Verbunddampfmaschine mit zwangläufiger Ventilsteuerung nach Lentz lassen Fig. 622 bis 625 erkennen.

Die von Gebr. Meer in M.-Gladbach erbaute Maschine hat 450 bezw. 725 Cylinder-Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 200 $PS_i$.

Die Ständer der Maschine sind mit der Grundplatte in einem Stück gegossen; zur Versteifung derselben dienen noch zwei vor den Cylindern angeordnete Säulen.

Eine Eigentümlichkeit der Maschine besteht darin, daß sich an derselben keine einzige nachziehbare Stopfbüchse befindet. Jede mit einer Anzahl von Querrillen versehene Ventilspindel wird in einer oberen und unteren Büchse *a* bezw. *b* (Fig. 622) geführt und abgedichtet, in deren mittlere Aussparungen das vom Ventilraume aus durchdringende Gemisch von Dampf, Wasser und Öl gelangt und von hier je durch ein Röhrchen abgeführt wird.

Damit sich die Spindel überhaupt nicht in der Führung reibt und bei ungleicher Wärmedehnung beider Teile ein Festsetzen der Spindel bezw. ein Hängenbleiben des Ventiles vermieden wird, ist erstere von vornherein nicht straff, sondern leicht in die Führung eingepaßt.

Die Kolbenstangen sind von Dichtungsringen der in Fig. 244 (S. 265) dargestellten Art umgeben; ein Anpressen irgendeiner Packung an die abzudichtende Stange, wodurch Reibung und Abnutzung verursacht werden, findet hierbei nicht statt.

Zur Füllungsänderung im Hochdruckcylinder dient ein auf der Kurbelwelle sitzender, mit Trägheitsring versehener Flachregler — sog. Beharrungsregler. Das Prinzip, nach welchem dieser Regler

arbeitet, besteht darin, daß die bei Belastungsänderungen der Maschine auftretende Trägheit einer die Drehbewegungen der Maschine mitmachenden Ringmasse zur Einstellung der Steuerung auf die entsprechende Füllung benutzt wird.

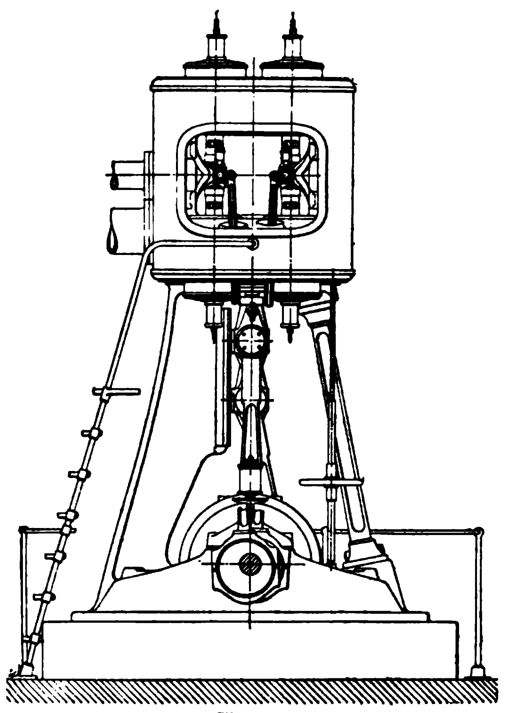


Fig. 625.

Ein Schema des Reglers zeigt Fig. 626. Er besteht aus dem auf der Welle befestigten Pendelträger $A$, an dem mittels Bolzen die Pendelgewichte $C$ drehbar befestigt sind. Letztere sind durch Schließen $D$ mit dem auf die Welle lose aufgeschobenen Trägheitsring $E$ gelenkartig verbunden. Dem durch die Pendelfliehkräfte entwickelten, eine Verdrehung des Ringes anstrebenden Drehmomente wirkt das durch die Spannung einer kreisförmig gewundenen Biegungsfeder $J$ erzeugte statische Moment entgegen. Die Feder $J$ ist einerseits an dem Schwungring $E$, anderseits mit dem Pendelträger $A$ verbunden.

Die Wirkungsweise dieses Reglers, welche an dem Schema verfolgt werden kann, ist folgende:

Beim Stillstand der Maschine sind die Pendel zusammengeklappt, und der Schwungring befindet sich in seiner Ruhelage.

Beim Anlassen der Maschine wird der Trägheitsring durch die Feder so lange mitgenommen, bis bei zunehmender Drehgeschwindigkeit die Pendel ausfliegen. Die Feder wird nunmehr gespannt, der Beharrungsring, der bereits die Geschwindigkeit der Maschine angenommen hat, zurückgezogen und das mit ihm in der Fig. 622 ersichtlichen Weise verbundene Einlaßexcenter $g$ auf die entsprechende Füllung eingestellt.

Ist die von der Maschine entwickelte Leistung gleich der von ihr abgegebenen, so halten die Pendelfliehkräfte der Federspannung das Gleichgewicht; der Trägheitsring hängt frei zwischen der Feder und den Pendeln und macht die Drehung der Maschine mit.

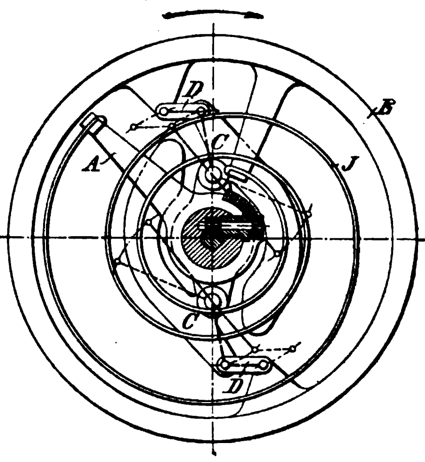


Fig. 626.

Nimmt aber bei einer Mehrbelastung der Maschine die Geschwindigkeit derselben ab, so eilt die Ringmasse infolge ihrer Trägheit vor, veranlaßt — im Vereine mit der tangential wirkenden Massenträgheit der Pendel — ein Zusammenziehen derselben und stellt eine größere Füllung ein. Bei einer Entlastung der Maschine tritt der gleiche Vorgang in umgekehrtem Sinne auf; der Ring bleibt zurück, die Pendel fliegen aus, die Feder wird mehr gespannt und die Füllung verringert.

Dieser Regler besitzt, da er schon dann, wenn eine Geschwindigkeitsänderung erst angestrebt ist, und nicht erst dann, wenn dieselbe schon vollzogen ist — wie letzteres bei gewöhnlichen Flachreglern der Fall ist —, zu verstellen beginnt, fast gar keine Unempfindlichkeit; da ferner die Regulierung schon in verschwindend kurzer Zeit vollendet ist, so bleibt der Maschine viel zu wenig Zeit, um ihre Massen entsprechend zu beschleunigen, und es ist daher ein Überregulieren vollständig ausgeschlossen.

Bei dem in Fig. 622 ersichtlichen Flachregler ist der Trägheitsring $E$ in einem besonderen, durch einen Deckel geschlossenen Gehäuse untergebracht. Um die Umlaufzahl der Maschine während des Ganges verändern zu können, ist die Feder hier nachstellbar angeordnet und zu dem Zwecke nicht unmittelbar an dem Pendelträger, sondern an einem an dessen Nabe aufgesteckten Arme $H$ befestigt. An demselben befindet sich ein Zahnbogen, in den die Zähne eines mit Kegel- bezw. Stirnrad an den Enden versehenen Bolzens eingreifen, der mittels einer zweiteiligen Büchse in dem Pendelträger gelagert ist. Eine in das genannte Stirnrad eingreifende Zahnstange läßt sich mittels eines Handrades in axialer Richtung der Kurbelwelle verschieben und damit die Feder mehr oder weniger spannen.

Besonderes Interesse bietet auch die Schmierung der Maschine. Cylinder, Stopfbüchsen, Geradführung und Kreuzkopfzapfen werden unter Druck von einer achtstufigen Pumpe aus geschmiert, die, wie Fig. 627 erkennen läßt, einen doppelten, je vierstufigen Tauchkolben aufweist, der vom Auslaßexcenter des Hochdruckcylinders aus hin und her bewegt wird. Das Öl wird den Cylinderkammern durch einen mit 8 Abflußstellen und Hähnen versehenen Verteiler in sichtbaren und regelbaren Tropfen zugeführt.

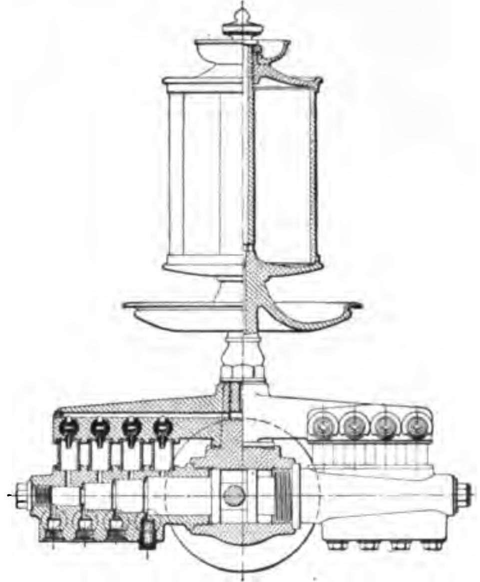


Fig. 627.

Die Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen und Excenter – mit Ausnahme des Einlaßexcenters für den Hochdruckcylinder — werden von den an den Lagerdeckeln befestigten, mit Verteilern versehenen Schmiervasen aus mit Öl versehen.

Der Regler mitsamt dem Einlaßexcenter für den Hochdruckcylinder ist durchweg mit Centralschmierungen versehen, denen das Öl von einer an der Reglerverschalung befestigten Schmiervase aus durch Rohre und Bohrungen zufließt.

Die Lentz-Ventilsteuerung ist bereits S. 659 u. ff. besprochen worden. (Über den Kraftbedarf dieser Steuerung s. S. 661 u. ff. bezw. Tafel V.)

## G. Abwärmedampfmaschinen[1]).

In der gewöhnlichen Dampfmaschine kann die Expansion nur bis zum praktisch erreichbaren Vakuum (80% bis 90%) heruntergetrieben werden. Dabei herrscht im Kondensator eine Temperatur von etwa 60° bis 45°, während das zum Niederschlagen des Dampfes benutzte Kühlwasser in der Regel eine Temperatur von etwa 15° besitzt.

Das Gefälle zwischen Kondensator- und Kühlwassertemperatur (60° auf 15°) ist durch die Dampfmaschine nicht ausnutzbar, wohl aber kann dasselbe durch Flüssigkeiten verwertet werden, die bei niederen Temperaturen sieden, deren Dämpfe somit bei den in Frage kommenden

[1]) Vergl. E. Josse: „Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. technischen Hochschule zu Berlin"; München und Leipzig 1899, R. Oldenbourg.

Temperaturen schon erhebliche Drücke aufweisen. Zu diesen Flüssigkeiten gehört u. a. die **schweflige Säure** ($SO_2$); sie ist, da ihre Dampfspannungen bei den in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb solcher Grenzen liegen, die konstruktiv leicht zu beherrschen sind, für die Nutzbarmachung der im Abdampf (bei Auspuffmaschinen) oder im Kühlwasser des Kondensators (bei Kondensationsmaschinen) noch zur Verfügung stehenden Wärmemenge besonders geeignet.

Aus den in Fig. 628 dargestellten Kurven sind die bei der Abdampfverwertung in Betracht kommenden Temperaturen und die denselben entsprechenden Kondensatorspannungen und Drücke für gesättigte

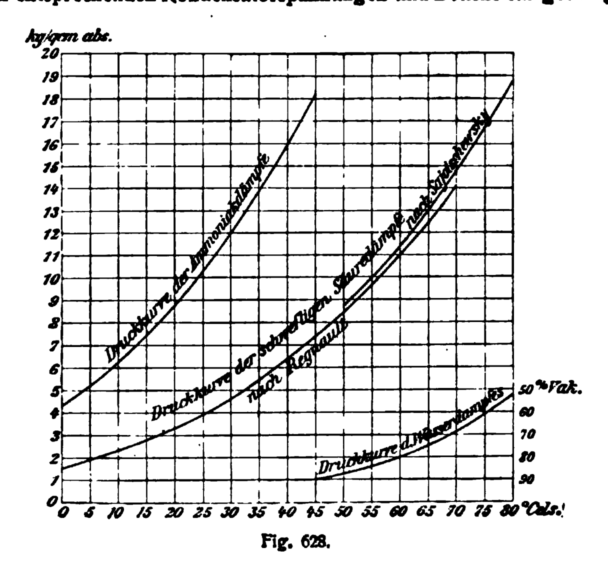



Fig. 628.

Dämpfe der schwefligen Säure und ferner von Ammoniak zu entnehmen. (Die Angaben der Forscher weichen in bezug auf die Dampfspannungen der $SO_2$-Dämpfe etwas voneinander ab.)

Bei einem Vakuum im Kondensator von z. B. 80%, also bei einer Temperatur von 60°, haben die $SO_2$-Dämpfe einen Druck von 11 kg/qcm (absolut), bei der Kühlwassertemperatur von 15° einen solchen von 2,87 kg/qcm (abs.). Sie können deshalb in einem Cylinder, indem sie von 11 auf 2,87 kg/qcm expandieren, Arbeit verrichten. Die zur Erzeugung der Kaltdämpfe im Kondensator gewöhnlicher Dampfmaschinen zur Verfügung stehende Wärmemenge ist erheblich, da in der Maschine selbst im wesentlichen nur die der geleisteten Arbeit äquivalente Wärme, abgesehen von Strahlungsverlusten, verschwindet. Bei dem geringen thermischen Wirkungsgrade der Dampfmaschine (vergl. S. 602 u. ff.) ist die im Kondensator abzuführende Wärmemenge daher nur wenig kleiner wie die der Maschine im Frischdampf zugeführte.

Im Anschluß an eine Kondensationsdampfmaschine ergibt sich der **Arbeitsvorgang der Abwärmemaschine** an Hand des in Fig. 629 dargestellten Schemas.

$A$ ist eine Dampfmaschine, deren Abdampf in einem Oberflächenkondensator $B$ niedergeschlagen wird. Die Kondensation erfolgt jedoch nicht durch Kühlwasser, sondern beispielsweise durch schweflige Säure unter gleichzeitiger Verdampfung derselben.

Die so entwickelten $SO_2$-Dämpfe leisten in einem besonderen Arbeitscylinder $C$ mechanische Arbeit, indem sie auf einen Druck

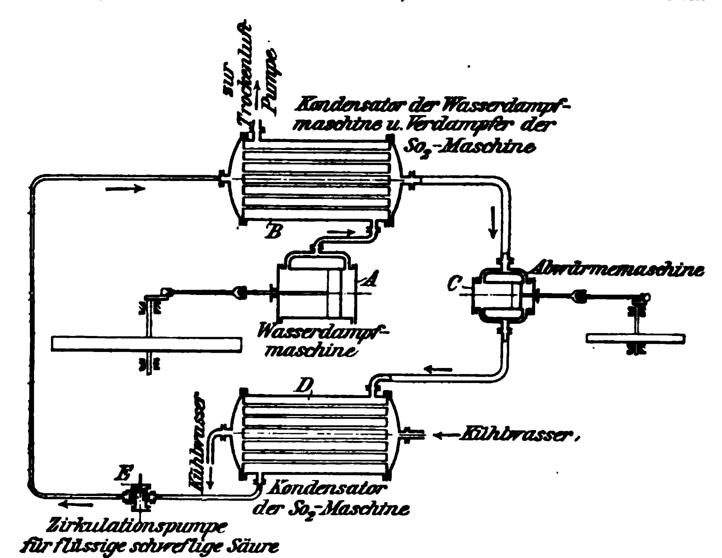



Fig. 629.

herunter expandieren, der etwa der Temperatur des Kühlwassers entspricht. Unter diesem Gegendruck werden die Dämpfe in einen zweiten Oberflächenkondensator befördert und dort durch Kühlwasser wieder verflüssigt.

Die flüssige schweflige Säure wird dann aus dem Kondensator durch eine kleine Pumpe $E$ in den Verdampfer zurückgebracht und beginnt ihren Kreislauf von neuem. Es findet somit, abgesehen von Verlusten durch etwaige Undichtigkeiten, kein Verbrauch des Arbeitsmittels statt.

Für praktische Ausführungen wird man zweckmäßig den Kaltdampfcylinder mit der Dampfmaschine unmittelbar kuppeln, so daß er auf dieselbe Kurbelwelle wie die letztere arbeitet, oder aber es wird die Kaltdampfmaschine als für sich bestehende selbständige Maschinenanlage ausgeführt, die den Abdampf von einer oder von mehreren Dampfmaschinen ausnutzt.

Im ersteren Falle dürfte es sich empfehlen, die mit der Abwärmemaschine zu vereinigende Dampfmaschine als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen und als dritten Cylinder den Abwärmecylinder hinzuzufügen. Allerdings müssen bei einem solchen Zusammenbau die Raumverhältnisse der Dampfcylinder etwas anders wie sonst üblich gewählt werden.

Dadurch, daß man eine höhere Dampf-Kondensatorspannung zugrunde legen wird (etwa 0,3 atm = 70 % Vakuum), fällt der Niederdruckcylinder dem Raume nach erheblich (etwa 30 %) kleiner aus wie bei gewöhnlichen Maschinen; auch der hinzukommende Kaltdampfcylinder kann infolge des hohen mittleren Druckes des $SO_2$-Diagrammes (etwa 3,5 kg/qcm) einen verhältnismäßig kleinen Durchmesser erhalten.

Derartige größere, mit hoch überhitztem Dampf betriebene Maschinen von etwa 1200 bis 2000 $PS_n$, würden nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen etwa 3 bis 3,3 kg Dampf für 1 $PS_i$/std gebrauchen.

Versuche, die von Prof. Josse an einer im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin für Lichtbetrieb dienenden Dreifach-Verbundmaschine von 150 $PS_n$ nach Anfügen eines Kaltdampfcylinders mit überhitztem Dampf von etwa 300° angestellt wurden, ergaben als günstigsten Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein 5 kg für 1 $PS_i$/std. Die Abwärmemaschine leistete hierbei noch 34,2 % der Dampfmaschinenarbeit. Der Dampfverbrauch der vereinigten Maschine von 218 $PS_i$ Gesamtleistung verringerte sich infolge der hinzugekommenen Leistung des Abwärmecylinders auf **3,74 kg** für 1 $PS_i$/std.

Während in diesem Falle der $SO_2$-Cylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Maschinensatz gekuppelt ist, besteht die 175 PS-Abwärmedampfmaschine der Centrale der Berliner Elektrizitätswerke in der Markgrafenstraße als selbständige Maschine für sich. Sie hat 450 mm Cylinderdurchmesser, 500 mm Hub und leistet bei 130 Uml/min normal 150 $PS_n$. Zum Antriebe dient der Abdampf einer der dort aufgestellten van der Kerkhoveschen stehenden Verbundmaschinen von 360 PS.

## H. Der Indikator und seine Anwendung.

### a) Bauart und Wirkungsweise des Indikators.

Um einen Einblick in die Arbeitsweise einer Dampfmaschine zu erhalten, bezw. um die Leistung (indizierte) derselben bestimmen zu können, bedient man sich des Indikators. Derselbe gibt über die in den Cylindern (bezw. dem Cylinder) der Maschine herrschenden Dampfdrücke für alle Stellungen der Arbeitskolben Aufschluß, indem er die ersteren sowie die letzteren mittels Schreibstiftes auf dem Papierstreifen eines von irgendwelchem hin und her gehenden Teile (Kolbenstange, Kreuzkopf u. s. w.) der Maschine aus durch Schnurzug in Drehbewegung versetzten Cylinders (Papiercylinders) zur Darstellung bringt. Hierzu sind Rollen-Hubverminderer erforderlich, die zumeist am Indikator selbst angebracht werden. Der Schreibstift ist an dem einen Ende einer Geradführungsvorrichtung befestigt, die mittels Lenkstange von der Kolbenstange des Indikatorcylinders — bei senkrechter Stellung desselben — auf-, bezw. abwärts bewegt wird. Je nachdem sich die

Spannungen in dem betreffenden Cylinder der Dampfmaschine ändern, nimmt der mit demselben durch eine Rohrleitung mit eingeschaltetem Dreiwegehahn in Verbindung stehende Indikatorkolben, indem er eine über ihm liegende Feder mehr oder weniger zusammendrückt, entsprechende Stellungen ein, die mittels des Schreibstiftes auf den Papiercylinder übertragen werden.

Fig. 630 zeigt den von der Firma H. Maihak in Hamburg in den Handel gebrachten Crosby-Indikator, der auch bei hohen Umdrehungszahlen der Maschine noch brauchbare Diagramme liefert.

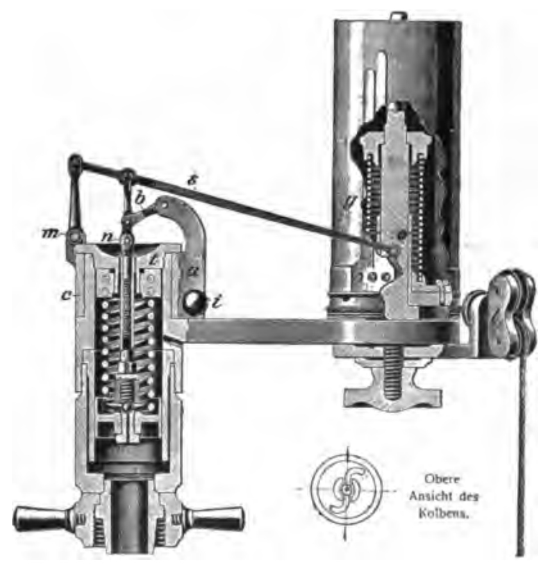



Fig. 630.

In dem zum Zwecke der Reinigung leicht herausnehmbaren, vom Dampf umspülten Cylinder bewegt sich ein dünnwandiger Kolben aus gehärtetem Werkzeugstahl, dessen Nabe die sog. Pfannenschraube aufnimmt, zwischen der und dem pfannenartig geformten Ende der Kolbenstange eine an der untersten Windung der doppelgängigen Kolbenfeder sitzende kleine Kugel gelagert ist. Durch diese Kugelgelenkverbindung zwischen Feder und Kolben soll jede etwa eintretende Achsenabweichung unschädlich gemacht und durch die centrale Druckaufnahme dem Kolben ein von jedem Seitendrucke freies Spiel gesichert werden.

Zur Aufnahme des Federkopfes dient ein Gewindezapfen des in den Indikatorcylinder eingeschraubten Deckels *t*, dessen centrale Bohrung — zur dauernd sicheren Führung der Kolbenstange — noch mit einer Stahlbüchse versehen ist.

Die aus Stahl hergestellte hohle Kolbenstange kann mittels eines über ihr unteres Sechskant geschobenen Hohlschlüssels bequem auf die geschlitzte Kolbennabe geschraubt werden, deren obere Kante sich dabei fest in eine entsprechende Rille der Kolbenstange einlegt.

Die Übertragung der Bewegung der Kolbenstange auf das Schreibzeug geschieht durch eine in die erstere behufs beliebiger Höhenlage der atmosphärischen Linie auf dem Papierstreifen mehr oder weniger tief eingeschraubte Spindel, deren oberes Ende *n* durch eine Lenkstange, an der auch das kurze, anderseits am Arme *a* der mittels eingeschraubten Griffes *i* drehbaren Hülse *c* sitzende Glied *b* angreift, mit dem Schreibhebel *s* gelenkig verbunden ist.

Die Geradführung des Schreibstiftes ist eine abgeleitete Storchschnabelübertragung, bei der die Punkte *m*, *n* und *o* stets in einer geraden Linie liegen, womit sich eine genaue Proportionalität zwischen Kolben- und Schreibstiftweg ergibt. Das Übertragungsverhältnis ist 1 : 6.

Der mit ein oder zwei Schnurrillen versehenen Papiertrommel *g* wird durch eine kurze nachstellbare Schraubenfeder eine der Kolbenbewegung proportionale Drehbewegung erteilt.

Die Schnurleitrollen *l* lassen sich nicht nur mit ihrem Arm verstellen, sondern auch um eine wagerechte Achse beliebig verdrehen, so daß die Schnur in jeder gewünschten Richtung geführt werden kann.

Der von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau gebaute Thompson-Indikator (neuestes Modell, 1900) eignet sich ebenfalls zur Verwendung für Dampfmaschinen mit hohen Umdrehungszahlen.

Um die Papiertrommel des Indikators während des Betriebes ohne Aushängung eines in die Verbindungsschnur mit dem Kreuzkopf u. s. w. eingeschalteten Hakens anhalten zu können, werden Sperrvorrichtungen angeordnet. Besser ist die ohne jedes Gesperre arbeitende Anhaltevorrichtung von Maihak, bei der durch entsprechende Stellung eines auf der feststehenden Spindel des Papiercylinders sitzenden Knopfes mittels zwischengeschalteter Reibkupplung eine Verbindung oder ein Lösen der Trommel mit den in fortwährender Drehbewegung befindlichen Schnurrillen herbeigeführt wird, die in diesem Falle ohne sonstige Verbindung mit der Papiertrommel stehen.

Für fortlaufende Diagramme werden besondere Papiertrommeln verwendet, die ein selbsttätiges Vorrücken des Papierstreifens bei bewegter Trommel ermöglichen bezw. nach Auslösen einer Sperrklinke — was während des Ganges geschehen kann — wie gewöhnliche Trommeln arbeiten.

Mittels elektrischer Anrückvorrichtung läßt sich bei mehreren Indikatoren, wie sie zur genauen Untersuchung von Verbund- bezw. Mehrfach-Expansionsmaschinen nötig sind, ein gleichzeitiges Anrücken sämtlicher Schreibstifte an die Papiercylinder durch eine einzige Person bequem und sicher erreichen.

Die Indikatoren mit inneren Kolbenfedern sind störenden Einflüssen durch die jeweiligen Temperaturen des Arbeitsdampfes ausgesetzt, die sich bei hohen Dampfdrücken und bei Anwendung hoch überhitzten Dampfes besonders bemerkbar machen.

Um die Federn den Wärmeeinflüssen möglichst vollständig entziehen und dieselben auf möglichst gleicher Temperatur halten zu

können, werden sie *außerhalb des Indikatorcylinders* angeordnet, so daß ihre Temperatur nahezu derjenigen des sie umgebenden Luftraumes entspricht. Damit fallen sowohl für die Prüfung wie für die Benutzung alle Schwierigkeiten fort, die sich bei Indikatoren mit innerer Feder geltend machen, soweit der Temperatureinfluß hierbei in Frage kommt.

Fig. 631 zeigt einen Indikator mit außen und daher kühl liegender Feder nach der Ausführung von *Dreyer, Rosenkranz & Droop* in Hannover. Der Federträger *t* stützt sich auf eine hohle Stahlsäule *s*,

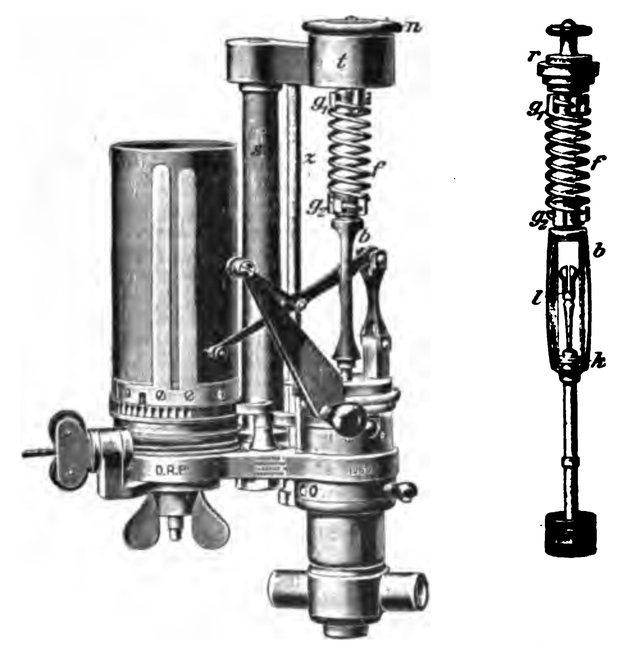



Fig. 631. Fig. 631 a.

wobei das Kippmoment durch eine kräftig angezogene Zugstange *z* aufgehoben wird. Der Schraubenkopf *r* (Fig. 631 a) wird nach Entfernung der Druckmutter *n* mit der bei $g_1$ aufgeschraubten Feder *f* in den Träger *t* von oben eingesteckt, sodann auf das Gewinde $g_2$ am Bügel *b* der Kolbenstange *k* aufgeschraubt und hierauf die Druckmutter *n* fest angezogen.

Der geschlitzte Teil *b* der Kolbenstange nimmt die mit Kugelgelenk angeschlossene Lenkstange *l* des Schreibhebels auf.

Das Schreibzeug und die sonstige Anordnung dieses Indikators entsprechen den von Dreyer, Rosenkranz & Droop angefertigten Indikatoren mit inneren Kolbenfedern.

Auch der vorgenannte Thompson-Indikator der Firma Schäffer & Budenberg kann mit freiliegender Kolbenfeder geliefert werden.

Während die Schraubenfedern der vorbesprochenen Indikatoren auf Druck beansprucht sind, werden dieselben bei den neueren Indikatoren von Maihak und Stauß auf Zug beansprucht, womit eine erhebliche Verminderung der Kolbenreibung verbunden ist.

## b) Indikatorversuche.

Um brauchbare Diagramme zu erhalten, ist an jedem Cylinderende je ein Indikator durch geeignete Verbindungsstücke (Knierohre, Hähne, Verschraubungen) mit dem Inneren des Dampfcylinders in Verbindung zu bringen. Nur in seltenen Fällen empfiehlt es sich, beide Cylinderseiten mit einem einzigen Indikator zu indizieren, der dann auf einen durch Bogenrohre mit den Cylinderenden verbundenen Dreiweghahn gesetzt wird. Man erhält im letzteren Falle die Diagramme rechts und links vom Kolben auf demselben Papierstreifen.

Nach Anbringung des mit einer kleinen Ausblaseöffnung versehenen Indikatorhahnes wird derselbe während des Ganges der Maschine zunächst so gestellt, daß alles Kondensationswasser aus den Verbindungsrohren entweichen kann, und nachdem sodann die dem Kesseldrucke entsprechende Feder in den Indikatorcylinder eingesetzt ist, dieser mit dem zugehörigen Hahn verschraubt.

Die Schnurverbindung des Indikators mit dem Rollen-Hubverminderer bezw. mit dem Kreuzkopf u. s. w. der Maschine ist in der Weise zu regeln, daß die Papiertrommel bei ihrer Drehbewegung auf keiner Seite anstößt. Die hierzu notwendige Verlängerung oder Verkürzung der Indikatorschnur, die aus besonders geeignetem Material hergestellt sein muß, wird durch kleine Holzplättchen mit drei oder vier Löchern, durch besondere Schnurspannerhaken oder dergl. bewirkt.

Der Papierstreifen ist derart auf die Trommel zu bringen, daß er überall glatt an derselben anliegt. Nach Einhaken der Schnur oder dergl. wird dann bei geschlossenem Indikatorhahn durch sanftes Aufdrücken des Schreibstiftes auf den Papierstreifen die atmosphärische Linie gezogen; hierauf wird der Hahn geöffnet, und da jetzt eine Verbindung des Indikatorcylinders mit dem zu untersuchenden Dampfcylinder hergestellt ist, durch abermaliges leichtes Andrücken des Schreibstiftes an den Papierstreifen das Diagramm genommen.

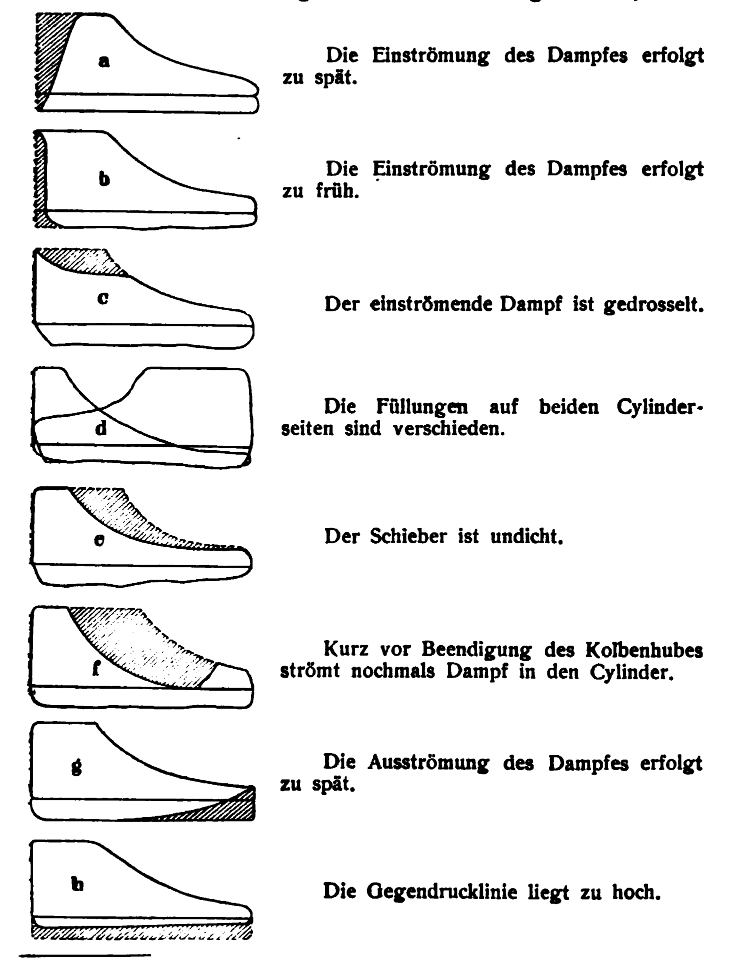
Nach Abstellen des Schreibstiftes wird der Hahn wieder geschlossen, darauf die Indikatorschnur ausgehakt oder dergl. (s. vorstehend), und nachdem der Diagrammstreifen von der nunmehr feststehenden Trommel entfernt ist, diese mit einem neuen Papierstreifen versehen.

Es empfiehlt sich bei Untersuchungen von Dampfmaschinen, eine größere Anzahl von Diagrammen unter allen möglichen Betriebsverhältnissen zu nehmen, um daraus für die Beurteilung der Maschine brauchbare Ergebnisse zu erhalten.

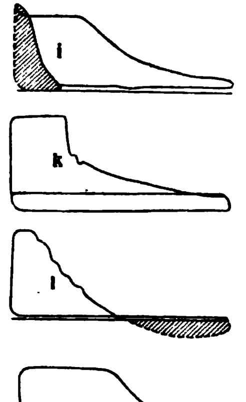
Der Verlauf der einzelnen Linien des Dampfdiagramms gibt über die Arbeitsweise der betreffenden Maschine genauen Aufschluß. Man erkennt aus dem Diagramm mittels des Federmaßstabes die Höhe der Einströmungs- und Ausströmungsspannung des Dampfes, den Beginn der Expansion, der Kompression, der Vor-Ein- und Vor-Ausströmung des Dampfes u. dergl. (vergl. S. 615 u. ff.).

Die nachstehenden Abbildungen (*a* bis *m*) geben eine übersichtliche Zusammenstellung **fehlerhafter Diagramme.** Die schraffierten Flächen derselben entsprechen den jedesmaligen Arbeitsverlusten der Maschine.

**Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme**[1].



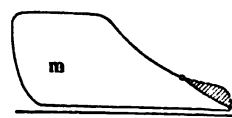

[1]) Vergl. P. H. Rosenkranz, „Der Indikator und seine Diagramme", 6. Aufl., Berlin 1901, R. Gärtner.




Die Kompression ist zu hoch.

Der Indikatorkolben hat sich oben festgeklemmt.

Der Indikatorkolben geht mit Reibung sprungweise, oder es ist Wasser in der Leitung. Die Expansion ist zu weit getrieben.




Die Ausströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

## J. Dampfturbinen.

Die Dampfturbinen entbehren des Kolben- und Kurbelgetriebes gewöhnlicher Dampfmaschinen mit ihren hin und her gehenden bezw. rotierenden Massen; es sind Motoren von verhältnismäßig einfacher Bauart, die durch den gespannten Dampf — nach Art der Wasserturbinen — in rasche Umdrehung versetzt werden und nur einen geringen Aufstellungsraum erfordern. Wegen ihres ruhigen, stoßfreien und sehr gleichförmigen Ganges eignen sie sich besonders zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen, wegen der großen Umdrehungszahl auch zum unmittelbaren Antriebe von Kreiselpumpen und Gebläsen.

In Deutschland sind bisher hauptsächlich die von de Laval in Stockholm und von Parsons in Gateshead erfundenen Dampfturbinen zur Ausführung gekommen.

Bei der Lavalturbine wird der ganze Dampfdruck in einer einzigen Turbine – einstufige Dampfturbine – ausgenutzt, so daß sich für Umfangsgeschwindigkeit und Umdrehungszahl des zugehörigen Laufrades sehr hohe Zahlenwerte ergeben; bei der Parsonsturbine ist eine größere Anzahl von Einzelturbinen in einer gemeinsamen Kammer hintereinander gelagert – mehrstufige Dampfturbine –, wodurch der Dampfdruck in eine gleiche Anzahl von Unterstufen geteilt und so die Geschwindigkeit des Dampfes — infolgedessen auch die Umdrehungszahl der Turbinenwelle — wesentlich kleiner ausfällt als bei der Lavalturbine. Letztere ist eine Axialturbine mit nur teilweiser Beaufschlagung; sie eignet sich vorzugsweise für kleinere Kräfte — etwa bis zu 300 $PS_n$ —, während die als Vollturbine konstruierte Parsonsturbine bereits für Einzelleistungen bis zu 10000 $PS_n$ geliefert ist.

## a) Dampfturbine von de Laval.

### 1. Allgemeine Einrichtung der Lavalturbine.

Die Fig. 632 und 633 ersichtliche Turbine der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh., ist mit zwei auf der Abbildung nicht angegebenen Dynamos unmittelbar gekuppelt. Der Dampf wird, nachdem er einen Reiniger *a* und das von einem Achsenregulator eingestellte Drosselventil *b* durchströmt hat, dem auf einer biegsamen Welle *d* sitzenden Laufrade durch eine Anzahl (4 bis 12, je nach der Größe der Turbine) im Kreise angeordneter regelbarer Düsen (Fig. 634) zugeführt, die aus dem ringförmigen Kanal *c* gespeist werden. Zufolge der Konstruktion der kegelförmigen, am Ende cylindrisch erweiterten Düsen tritt der Dampf aus diesen, je nach seiner Spannung und je nachdem, ob Auspuff oder Kondensation vorgesehen, mit einer Geschwindigkeit von 600 bis 1200 m/sek, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 300 bis 350 m/sek, so daß die Turbinenwelle, je nach der Größe des Motors, etwa 10 000 bis 30 000 minutliche Umdrehungen macht. Stirnräderübersetzungen bewirken eine 10- bis 13 fache Übersetzung der Geschwindigkeit der Turbinenwelle ins langsame, so daß die zwei seitlich von der Turbinenachse angeordneten Vorgelegewellen $d_1$ bezw. $d_2$ (Fig. 633), auf denen die Kupplungen (unter Umständen Riemenscheiben) zur Bewegungsübertragung sitzen, etwa 750 bis 3000 minutliche Umdrehungen ausführen. Zur Führung der Vorgelegewellen dienen im vorliegenden Falle je zwei lange, mit Ringschmierung versehene Lager, deren aus Rotguß gefertigte Schalen mit Weißmetall gefüttert sind. In gleicher Weise erfolgt die Führung der Turbinenwelle *d* außerhalb des

Fig. 632.

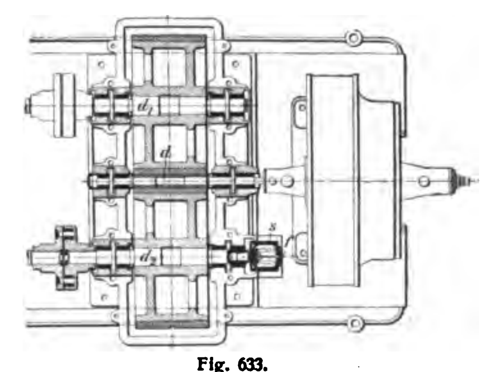


Fig. 633.

Turbinengehäuses durch zwei lange Lager mit Ringschmierung, während innerhalb desselben noch ein Kugellager und ein freischwebendes Dichtungslager angeordnet sind.

Am Ende der Vorgelegewelle $d_2$ sitzt der äußerst gedrängt gebaute Regulator, dessen aus zwei halben Hohlcylindern gebildete

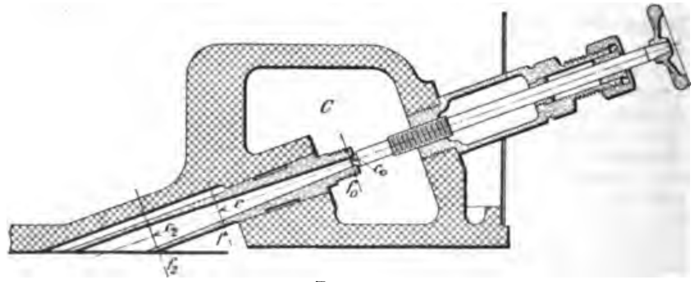


Fig. 634

Schwungmassen *s*, je nach der Geschwindigkeit des Motors, einen federbelasteten Druckstift *f* mehr oder weniger verschieben, durch den dann mittels Hebelgestänges das bereits erwähnte entlastete Drosselventil *b* beeinflußt wird.

Das mit der zweiteiligen Turbinenwelle *d* in der Fig. 632 ersichtlichen Weise verbundene Laufrad ist aus zähem Stahl gefertigt. (Bei größeren Rädern — von 75 $PS_n$ aufwärts — geht die Welle durch und ist mittels eines kleinen Bolzens mit einer in die Laufradnabe eingeschliffenen, gegen Verdrehung gesicherten Stahlbüchse verbunden.)

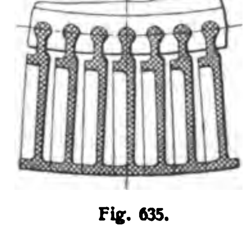


Fig. 635.

Die als Einzelstücke aus gepreßtem Flußstahl gefertigten und auf Kaliber gefrästen Schaufeln (Fig. 635) sind auswechselbar in das Rad eingesetzt und in diesem nur leicht verstemmt; ihre an den äußeren Enden sitzenden Verstärkungen bilden einen Ring, der ein Entweichen des Arbeitsdampfes über die Schaufeln verhindert.

Fig. 636 zeigt die perspektivische Ansicht des Laufrades einer Lavalturbine mit 4 Düsen und die Wirkung des durch die letzteren strömenden Dampfes auf die Turbinenschaufeln.

Die Turbinenwelle *d* (Fig. 632 und 633), deren Durchmesser bei Maschinen bis zu 10 $PS_n$ an der schwächsten Stelle 5 mm, bei solchen von 300 $PS_n$ nur 30 mm beträgt, setzt zufolge ihrer leichten Durchbiegung dem Einstellen in die Hauptachse der freien Drehung nur wenig Widerstand entgegen, so daß große Lagerpressungen vermieden werden. Für Leistungen bis einschließlich 30 $PS_n$ haben die Lavalturbinen nur ein Vorgelege, während alle größeren Typen mit zwei Vorgelegen ausgerüstet sind.

## 2. Die strömende Bewegung des Dampfes.

Die Geschwindigkeit $c$ (in m/sek), mit welcher der Dampf durch irgendeinen Querschnitt $f$ (in qm) der Düse (Fig. 634) geht, sowie das Gewicht $G$ des durch dieselbe strömenden Dampfes (in kg/sek), sind nach den von Zeuner hierüber aufgestellten Formeln zu berechnen[1]. Dieselben beruhen auf der Annahme einer reibungslosen adiabatischen Strömung und voller Ausfüllung des Düsenquerschnittes durch den Dampfstrahl.

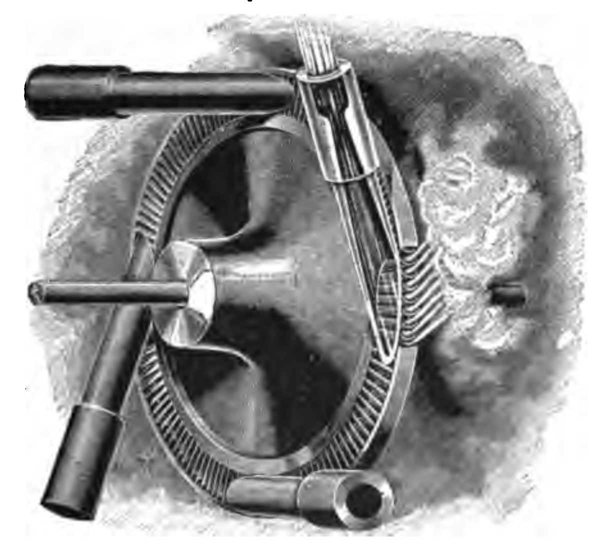


Fig. 636.

Es ist, sobald der Druck $p$ (in kg/qcm) in einem beliebigen Querschnitte $f$ der Düse bekannt ist und $p_1$ (in kg/qcm) den Druck in dem Raume bezeichnet, aus dem der Dampf vom spezifischen Volumen $v_1$ ausströmt

$$c = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 109$$

worin für gesättigten (trockenen Dampf) $n = 1{,}135$ gesetzt werden kann (vergl. S. 597).

Für das Volumen des durch die Düse in der Sekunde strömenden Dampfes besteht die Beziehung

$$G v = f c,$$

wenn $v$ das spezifische Volumen dieses Dampfes (in cbm/kg) bedeutet.

---

[1]) Vergl. Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine", Leipzig 1899, S. 267 u. f.

Dasselbe ergibt sich für **adiabatische** Strömung aus der Beziehung

$$p\,v^n = p_1\,v_1^n = \text{konst.}$$

zu

$$v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1,$$

so daß folgt

$$G = \frac{f}{v_1}\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} c.$$

Setzt man in diese Gleichung den Wert von $c$ aus Gl. 109 ein, dann erhält man

$$G = f\sqrt{2\,g\,\frac{n}{n-1}\,\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]} \quad . \; . \; . \; \mathbf{110}$$

Durch diese Gleichung ist der Zusammenhang zwischen dem Querschnitte $f$ und dem Dampfdrucke $p$ in demselben gegeben.

Für den **kleinsten Querschnitt** $f_0$ der Düse (in qm) erhält man aus Gl. 110 mit einem bestimmten **Höchstwerte** von $p$, das ist also $p_0$,

$$G = f_0\sqrt{2\,g\,\frac{n}{n-1}\,\frac{p_1}{v_1}\,\frac{n-1}{n+1}\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{2}{n-1}}} \quad . \; . \; . \; \mathbf{111}$$

und aus Gl. 109 die Durchflußgeschwindigkeit

$$c_0 = \sqrt{2\,g\,\frac{n}{n+1}\,p_1\,v_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; \mathbf{112}$$

Aus vorstehenden Gleichungen folgt mit $n = 1{,}135$

$$\frac{G}{f_0} = 199\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ und } c_0 = 323\sqrt{p_1\,v_1} \quad . \; . \; . \; . \; \mathbf{113}$$

Ist $x$ der spezifische Dampfgehalt des Wasserdampfes im Anfangszustande (vergl. S. 594), so kann für $x \geq 0{,}5$ die Beziehung zwischen Druck und Volumen genügend genau durch die Gleichung

$$p_1\,v_1^{1{,}0646} = 1{,}7617$$

ausgedrückt werden[1].

Damit ergeben sich nach Einsetzung des berechneten Wertes von $v_1$ in die Gleichungen 113 die für den praktischen Gebrauch besser geeigneten Gleichungen

$$\frac{G}{f_0} = 152{,}59\,p_1^{0{,}9696} \text{ und } c_0 = 421{,}4\,p_1^{0{,}0303} \quad . \; . \; . \; \mathbf{114}$$

Für **überhitzten** Dampf ist $n = 1{,}3$ in die obigen Formeln einzusetzen.

Das spezifische Volumen $v_1$ des überhitzten Dampfes vom Drucke $p_1$ bestimmt man aus Gl. 90 (S. 597)

$$v_1 = \frac{R\,T - C\,p_1^n}{p_1}.$$

[1]) Vergl. Zeuner, „Technische Thermodynamik", II. Bd., 3. Aufl., Leipzig 1890.

Die in neuester Zeit an Dampfturbinen mit Verteilungsdüsen angestellten Versuche haben die Übereinstimmung der wirklichen Ausflußmenge des Dampfes mit der in Vorstehendem ermittelten theoretischen Ausflußmenge ergeben[1]).

Bezeichnet $F_0$ (in qcm) die Summe der Düsenquerschnitte an den engsten Stellen, dann ist nach Gl. 113 — für gesättigten Dampf — die in der Stunde durch die Düsen strömende Dampfmenge (in kg)

$$S = \frac{199 \cdot 3600}{10\,000} F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = 71{,}64\, F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Für überhitzten Dampf wird

$$S = 75{,}906\, F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Setzt man in Gl. 114 für die Geschwindigkeit $c_0$ verschiedene Werte von $p_1$ ein, so ersieht man, daß $c_0$ mit dem Drucke $p_1$ nur langsam zunimmt, so daß man hierfür den konstanten Mittelwert $c_0 \backsim 450$ m/sek annehmen kann.

Um eine möglichst vorteilhafte Ausnutzung der Dampfarbeit zu erhalten, läßt man die Düse in einem solchen Querschnitte enden, daß der damit erreichte Druck $p_2$ dem im Turbinenraume herrschenden Drucke (etwa 1 kg|qcm oder 0,2 kg/qcm, je nachdem die Turbine mit Auspuff oder mit Kondensation arbeitet) entspricht. Aus den Gleichungen 109 und 112 ergibt sich dann mit den gegebenen Drücken $p_2$ (anstatt $p$ in Gl. 109 zu setzen), $p_1$ und ferner $p_0$ das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten $\frac{c_2}{c_0}$ und aus den Gleichungen 110 und 111 (in Gl. 110 ist wieder für $p$ der Wert $p_2$ zu setzen) durch Gleichstellung derselben das Querschnittsverhältnis $\frac{f_2}{f_0}$ bezw. die konische Form der Düse. (Der Kegelwinkel der Düse beträgt zumeist 10° bis 12°.)

Die Form der Lavaldüse kann auch mit Hilfe eines Wärmediagramms auf zeichnerischem Wege ermittelt werden (s. Stodola, „Die Dampfturbinen", Berlin 1903, Julius Springer).

### 3. Der Energieumsatz in der Lavalturbine.

Die theoretische Leistung (in mkg) des mit der Geschwindigkeit $c_1$ und unter einem Winkel von etwa 17° bis 20° gegen die Radebene ankommenden Dampfstrahles ist, wenn $\lambda_1$ die Dampfwärme (in $WE$) des Anfangszustandes, $\lambda_2$ diejenige der adiabatischen Expansion auf den Kondensatordruck und $A = \frac{1}{424}$ das mechanische Wärmeäquivalent bedeuten, für 1 kg Dampf

$$L_0 = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}.$$

[1]) Vergl. Musil-Ewing, „Grundlagen der Theorie und des Baues von Wärmekraftmaschinen", Leipzig 1902, B. G. Teubner.

Bezeichnet $L_i$ die mit Rücksicht auf Dampfreibung u. s. w. und einen gegebenen Druck im Turbinenraum auf das Laufrad übertragene Dampfarbeit, so ist

$$L_i = \eta_i L_0,$$

worin $\eta_i$ der Wirkungsgrad der Dampfarbeit heißt.

Bezeichnen ferner $L_n$ die mit Rücksicht auf schädliche Widerstände — Radreibung, Lagerreibung, Zahnradvorgelege — von der Turbine abgegebene (effektive) Arbeit und $\eta$ den zugehörigen (mechanischen) Wirkungsgrad, so ist

$$L_n = \eta L_i = \eta \eta_i L_0.$$

Die effektive Leistung der Turbine in PS beträgt für eine Dampfmenge $G$ (in kg/sek)

$$N_n = \frac{G L_n}{75}.$$

Aus dieser Gleichung berechnet sich der Dampfverbrauch (in kg) für 1 $PS_n$/std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{270\,000}{L_n}.$$

Das Verhältnis

$$\frac{L_n}{L_0} = \eta \eta_i = \eta_n$$

wird „der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung“, genannt.

Die Größe $L_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}$ läßt sich mit Hilfe eines Wärmediagrammes bestimmen.

Rateau und Mollier haben empirische Formeln aufgestellt, aus denen man $L_0$ berechnen kann, und zwar ersterer für gesättigten Dampf

$$K = 0{,}85 + \frac{6{,}95 - 0{,}92 \log p_1}{\log \frac{p_1}{p_2}},$$

letzterer für gesättigten Dampf

$$K = \frac{6{,}87 - 0{,}9 \log p_2}{\log \frac{p_1}{p_2}}$$

und für überhitzten Dampf

$$K' = \frac{K}{1 + 0{,}000\,755 \left[(T' - T) - T \ln \frac{T'}{T}\right] K}.$$

Hierin bedeutet

$K$ bezw. $K'$ den Damgfverbrauch der vollkommenen Turbine für 1 PS/std,
$p_1$ den Anfangsdruck in kg/qcm,
$p_2$ den Enddruck in kg/qcm,
$T$ die absolute Sättigungstemperatur,
$T'$ „ „ Überhitzungstemperatur.

Nun kann gesetzt werden

$$1 \text{ PS std} = 270\,000 \text{ mkg} = 637 \text{ } WE,$$

so daß die Leistung von 1 kg Dampf beträgt

$$L_0 = \frac{270\,000}{K} \text{ mkg},$$

oder die nutzbar umgewandelte Wärmemenge

$\lambda_1 - \lambda' = A L_0 = \frac{637}{K}$ $WE$ (vergl. Stodola, „Die Dampfturbinen“, Berlin 1903, Julius Springer).

Die **Schaufelform** der Lavalturbine ist, wie bei den Wasserturbinen, mit Rücksicht auf stoßfreien Eintritt des mit der Geschwindigkeit $c_1$ (Fig. 637) und unter einem Winkel $\alpha$ von etwa 17° bis 20° gegen die Radebene ankommenden Dampfstrahles zu wählen.

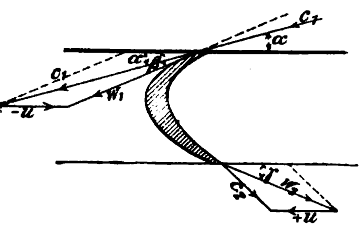


Fig. 637.

Bezeichnet nach Fig. 637

$w_1$, $w_2$ die relative Geschwindigkeit beim Ein- bezw. Austritt in m/sek,
$c_2$ die absolute Austrittgeschwindigkeit in m/sek,
$u$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im mittleren Radumfange in m/sek,
$\beta = \gamma$ den Ein- bezw. Austrittwinkel der Schaufel,

so ist (ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände)

$$w_1 = w_2 \text{[1]}.$$

Für stoßfreien Eintritt folgt aus den beiden Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 637)

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \text{ und } \frac{w_1}{c_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \quad 115$$

Bezeichnet $M$ die sekundliche Dampfmasse, so ist

$$L_i = M \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 116$$

Es ergibt sich ferner aus Fig. 637

$$c_1^2 = u^2 + w_1^2 + 2\,u\,w_1 \cos \beta \text{ und (für } w_1 = w_2 \text{ und } \gamma = \beta)$$
$$c_2^2 = u^2 + w_1^2 + 2\,u\,w_1 \cos \beta.$$

Setzt man diese Werte in Gl. 116 ein, so folgt

$$L_i = 2\,M u\, w_1 \cos \beta,$$

und unter Einführung des Wertes $w_1$ aus Gl. 115, sowie durch Substitution der Dampfmasse durch das Dampfgewicht $G = M g$

$$L_i = 2\,\frac{G}{g} u\, c_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos \beta = G \frac{c_1^2}{2g} 4 \frac{u}{c_1} \sin \alpha \operatorname{cotg} \beta = \eta_i L_0,$$

wenn

$$\eta_i = 4 \frac{u}{c_1} \sin \alpha \operatorname{cotg} \beta$$

den „**Wirkungsgrad der Dampfarbeit**" bedeutet.

Hierbei ist angenommen, daß die Reibung des Rades und der Düse selbst nicht in Betracht fällt[2]).

---

[1]) Wegen der Reibung ist $w_2 < w_1$ und zwar

$$w_2 = \psi\, w_1,$$

worin nach **Stodola** bis auf weiteres $\psi = 0{,}9$ bis $0{,}7$ zu schätzen ist — entsprechend einem Energieverlust in der Schaufel von $(1 = \psi^2)$, d. h. 20 bis 50%.

[2]) Genaue Messungen zur Ermittelung des Leerlaufwiderstandes einer 30pferdigen Lavalturbine des Maschinenlaboratoriums der technischen Hochschule in Dresden sind von E. **Lewicki** jun. angestellt worden (s. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1717).

Über den **Dampfverbrauch** (in kg für 1 $PS_n$/std) der von der **Maschinenbauanstalt Humboldt** in Kalk gebauten Lavalturbinen gibt die nachstehende Tabelle Aufschluß.

**Dampfverbrauch der de Lavalschen Dampfturbinen für 1 $PS_n$/std.**

| Leistung in $PS_n$ | Durchmesser des Schaufelrades mm | Dampfdruck in kg/qcm (abs.) 6 Auspuff | 6 Kondensation | 7 Auspuff | 7 Kondensation | 8 Auspuff | 8 Kondensation | 9 Auspuff | 9 Kondensation | 10 Auspuff | 10 Kondensation | 11 Auspuff | 11 Kondensation | Leistung in $PS_n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3 | 100 | 29,0 | . | 27,3 | . | 26,0 | . | 25,0 | . | 24,2 | . | 23,7 | . | 3 |
| 5 | 100 | 29,0 | 17,7 | 27,3 | 17,3 | 26,0 | 17,0 | 25,0 | 16,7 | 24,2 | 16,4 | 23,7 | 16,2 | 5 |
| 10 | 150 | 27,0 | 15,0 | 26,0 | 14,6 | 25,0 | 14,3 | 24,0 | 14,0 | 23,0 | 13,8 | 22,0 | 13,6 | 10 |
| 15 | 150 | 25,0 | 14,5 | 23,8 | 14,2 | 22,8 | 13,9 | 21,8 | 13,6 | 20,9 | 13,3 | 20,1 | 13,1 | 15 |
| 20 | 225 | 25,5 | 12,6 | 23,8 | 12,2 | 22,5 | 11,9 | 21,5 | 11,7 | 20,5 | 11,5 | 19,7 | 11,3 | 20 |
| 30 | 225 | 22,8 | 12,0 | 21,3 | 11,6 | 20,3 | 11,4 | 19,5 | 11,2 | 18,7 | 11,0 | 18,1 | 10,8 | 30 |
| 50 | 300 | 22 | 11,5 | 20,5 | 11,2 | 19,5 | 10,9 | 18,7 | 10,7 | 18,2 | 10,5 | 17,7 | 10,4 | 50 |
| 75 | 300 | 21 | 11,2 | 19,5 | 10,9 | 18,5 | 10,7 | 17,7 | 10,5 | 17,2 | 10,3 | 16,7 | 10,2 | 75 |
| 100 | 500 | 23,5 | 10,4 | (21,5) | 10,1 | (20,0) | 9,8 | (19,0) | 9,6 | (18,3) | 9,4 | (17,6) | 9,2 | 100 |
|  | 400 | 20,0 | 11,2 | 18,5 | 10,9 | 17,3 | 10,7 | 16,5 | 10,5 | 16,0 | 10,3 | 15,5 | 10,2 |  |
| 150 | 500 | 21 | 10,1 | 19,3 | 9,8 | 18,0 | 9,5 | 17,0 | 9,3 | 16,3 | 9,1 | 15,8 | 8,9 | 150 |
|  | 400 | 19,3 | . | 17,6 | . | 16,4 | . | 15,7 | . | 15,2 | . | 14,8 | . |  |
| 225 | 620 | 21 | 9,8 | 19 | 9,4 | 17,5 | 9,1 | 16,5 | 8,9 | 16 | 8,7 | 15,5 | 8,6 | 225 |
| 300 | 760 | 24,5 | 9,5 | 22,0 | 9,2 | 20,5 | 8,9 | 19,5 | 8,7 | 18,5 | 8,5 | 17,7 | 8,3 | 300 |

| Leistung in $PS_n$ | Durchmesser des Schaufelrades mm | Dampfdruck in kg/qcm (abs.) 12 Auspuff | 12 Kondensation | 13 Auspuff | 13 Kondensation | 14 Auspuff | 14 Kondensation | 15 Auspuff | 15 Kondensation | 16 Auspuff | 16 Kondensation | Leistung in $PS_n$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3 | 100 | 23,2 | . | 22,7 | . | 22,2 | . | 21,7 | . | 21,3 | . | 3 |
| 5 | 100 | 23,2 | 16,0 | 22,7 | 15,8 | 22,2 | 15,6 | 21,7 | 15,4 | 21,3 | 15,2 | 5 |
| 10 | 150 | 21,0 | 13,4 | 20,0 | 13,2 | 19,0 | 13,0 | 18,0 | 12,8 | 17,5 | 12,6 | 10 |
| 15 | 150 | 19,4 | 12,9 | 18,7 | 12,7 | 18,0 | 12,5 | 17,3 | 12,3 | 16,8 | 12,1 | 15 |
| 20 | 225 | 18,9 | 11,2 | 18,2 | 11,1 | 17,5 | 11,0 | 17,0 | 10,9 | 16,5 | 10,8 | 20 |
| 30 | 225 | 17,7 | 10,7 | 17,3 | 10,6 | 16,9 | 10,5 | 16,5 | 10,4 | 16,1 | 10,3 | 30 |
| 50 | 300 | 17,2 | 10,3 | 16,8 | 10,2 | 16,4 | 10,1 | 16,0 | 10,0 | 15,7 | 9,9 | 50 |
| 75 | 300 | 16,2 | 10,1 | 15,8 | 10,8 | 15,4 | 9,9 | 15,0 | 9,8 | 14,7 | 9,7 | 75 |
| 100 | 500 | (17,0) | 9,1 | (16,6) | 9,0 | (16,2) | 8,9 | (15,9) | 8,8 | (15,6) | 8,7 | 100 |
|  | 400 | 15,0 | 10,1 | 14,6 | 10,0 | 14,2 | 9,9 | 13,9 | 9,8 | 13,6 | 9,7 |  |
| 150 | 500 | 15,3 | 8,8 | 15,0 | 8,7 | 14,7 | 8,6 | 14,4 | 8,5 | 14,1 | 8,4 | 150 |
|  | 400 | 14,3 | . | 13,9 | . | 13,5 | . | 13,2 | . | 12,9 | . |  |
| 225 | 620 | 15 | 8,5 | 14,5 | 8,4 | 14,2 | 8,3 | 13,9 | 8,2 | 13,6 | 8,1 | 225 |
| 300 | 760 | 17,0 | 8,1 | 16,5 | 8,0 | 16,0 | 7,9 | 15,6 | 7,8 | 15,2 | 7,7 | 300 |

Die Angaben über den Dampfverbrauch bei Kondensation gelten für eine Luftverdünnung von 64 cm Quecksilbersäule. Falls zur Konden-

sation eine von der Turbine unmittelbar zu betreibende Luftpumpe oder eine zum Speisen eines Strahlkondensators dienende Kreiselpumpe benutzt wird, erhöht sich der Dampfverbrauch, je nach der Größe der Turbine, um 4 % bis 7 %.

## b) Dampfturbine von Parsons.

### 1. Allgemeine Einrichtung der Parsonsturbine.

Die von der Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie. in Mannheim gebaute Turbine besteht, wie die schematische Darstellung derselben (Fig. 638) erkennen läßt, aus einer größeren Anzahl hintereinander aufgestellter Reaktionsturbinen, die auf dem ganzen Umfange

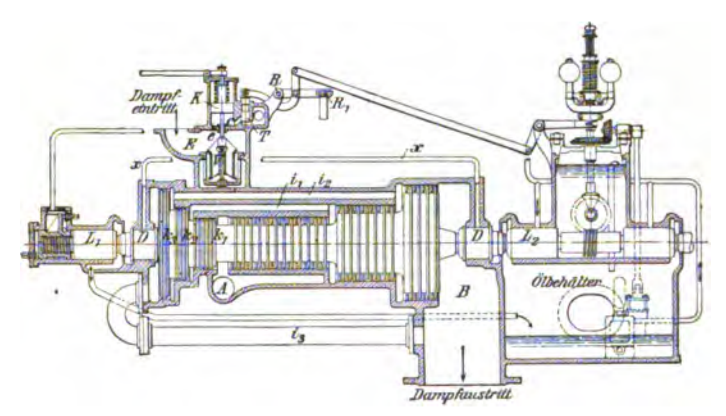



Fig. 638.

beaufschlagt werden. Der bei $A$ in die Turbine tretende Dampf expandiert auf seinem Wege bis zum Austritt bei $B$ von Schaufelkranz zu Schaufelkranz, und da sein Volumen mit abnehmender Spannung zunimmt, muß der Durchflußquerschnitt für den Dampf innerhalb der Turbine immer größer werden. Dies wird dadurch erreicht, daß der mit den Laufradschaufeln aus geschmiedeter Spezialbronze besetzte Teil einer Stahlwalze in eine Anzahl von Stufen unterteilt ist — im vorliegenden Falle sind es drei Stufen —, deren Durchmesser am Dampfeintritt $A$ am kleinsten und am Austritt $B$ am größten ist. Die Gesamtexpansion des Dampfes erfolgt damit in gleicher Weise wie in einer Dreifach-Expansionsdampfmaschine der gewöhnlichen Bauart. Um den in Richtung der Dampfströmung auf die Stahlwalze wirkenden achsialen Druck zu vernichten, sind auf dem vorderen Teile derselben die behufs Abdichtung in ringförmigen Nuten des Turbinengehäuses laufenden Kolben $k_1$, $k_2$ und $k_3$ angebracht, deren Durchmesser denjenigen der drei Schaufelabteilungen entsprechen. Durch Kanäle $i_1$, $i_2$ und $i_3$ stehen die Räume zwischen diesen Kolben und hinter dem letzten Kolben mit den entsprechenden Abstufungsstellen der Stahlwalze bezw. mit dem

Dampfaustritt in Verbindung, so daß die in den Lagern $L_1$ und $L_2$ geführte Turbinenwelle in bezug auf achsialen Druck vollständig entlastet ist.

Ein angeordnetes Kammlager ermöglicht die genaue Einstellung der Entfernung zwischen den Schaufeln der Lauf- und Leiträder; letztere bilden einen den Laufradkörper umschließenden zweiteiligen cylindrischen Mantel. Die mit $D$ bezeichneten Stellen, an denen die Turbinenwelle aus dem Cylinder heraustritt, erhalten behufs Abdichtung eine Labyrinthdichtung; bei Kondensationsturbinen wird ihnen, um den Eintritt von Luft in den Cylinder zu verhüten, mittels der vom Dampfeinlaßapparat abzweigenden Leitungen $x$ noch eine geringe Menge Dampf zugeführt.

Behufs Regelung der Geschwindigkeit der Turbine steht der Raum unterhalb des in einer Büchse geführten kleinen Kolbens $K$ durch einen Kanal $e$ mit dem Dampfvorraum $E$ der Turbine und durch den Kanal $c$ mit einem kleinen Schieberkasten in Verbindung, in welchem ein Kolbenschieber $T$ zwangläufig hin und her bewegt wird. Dies geschieht von der Turbinenwelle aus mittels Schneckengetriebes, Excenters und einer Hebelübertragung $R R_1$, die jedoch in dem Schema nicht vollständig dargestellt ist. Solange der Schieber $T$ den Kanal $c$ schließt, wird der Kolben $K$ durch den bei $e$ in die Führungsbüchse tretenden Dampf angehoben und das Einlaßventil $V$ geöffnet; es schließt sich unter Federwirkung, sobald der Schieber $T$ den Kanal $c$ früher oder später öffnet. Zu dem Zwecke beeinflußt ein mittels Schneckengetriebes von der Turbinenwelle aus angetriebener Kugelregulator die Hebelübertragung $R R_1$ derart, daß die mittlere Schwingungslage des in ständiger Auf- und Abbewegung befindlichen Kolbenschiebers $T$ je nach der Belastung der Turbine tiefer oder höher eingestellt wird.

Das den Lagern unter Druck zugeführte Öl wird durch eine von der Regulatorwelle aus mittels Kegelräder angetriebene Pumpe einem Behälter entnommen, in den es nach erfolgter Schmierung zurückfließt.

### 2. Der Energieumsatz in der Parsonsturbine.

Bei dieser Turbine folgen die einzelnen Räder unmittelbar aufeinander, so daß die Geschwindigkeit, mit der der Dampf ein Laufrad verläßt, für das folgende Leitrad nutzbar verwendet wird.

Die bei der Ermittelung des Energieumsatzes in der Lavalturbine eingeführten Bezeichnungen für die Geschwindigkeiten und Dampfwärmen (s. d.) sollen beibehalten, da sie jedoch im vorliegenden Falle für jedes Räderpaar erforderlich sind, noch mit bezüglichen Zahlen versehen werden, derart, daß z. B. für das erste Radpaar (Leitrad $a$ und Laufrad $a$ in Fig. 639) die betreffenden Geschwindigkeiten $c_{1a}$, $c_{2a}$, $w_{1a}$ und $w_{2a}$, die Dampfwärmen $\lambda_a$ und $\lambda'_a$ heißen u. s. w. Durch die Zusammensetzung der Austrittgeschwindigkeit $c_{1a}$ mit $-u$, der negativen Umfangsgeschwindigkeit, entsteht $w_{1a}$, d. h. die relative Geschwindigkeit, mit der der Dampfstrahl zunächst in den Spalt, dann in die Laufzelle eintritt; in dieser ergibt die Resultierende aus $w_{2a}$ und $+u$ die absolute Austrittgeschwindigkeit $c_{2a}$ des Dampfstrahles.

Es ist das in Geschwindigkeit umgesetzte sog. Wärmegefälle (nach Analogie des hydraulischen Gefälles bei Wasserturbinen)

im Laufrade $a$
$$h''_a = A \frac{w_{2a}^2 - w_{1a}^2}{2g} = \lambda_a - \lambda'_a.$$

Für das Leitrad $b$ ist $c_{2a}$ die Eintrittgeschwindigkeit, so daß sich ergibt

$$h_b' = A\,\frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} = \lambda_a' - \lambda_b$$

und für das Laufrad $b$ wieder

$$h_b'' = A\,\frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g} = \lambda_b - \lambda_b'.$$

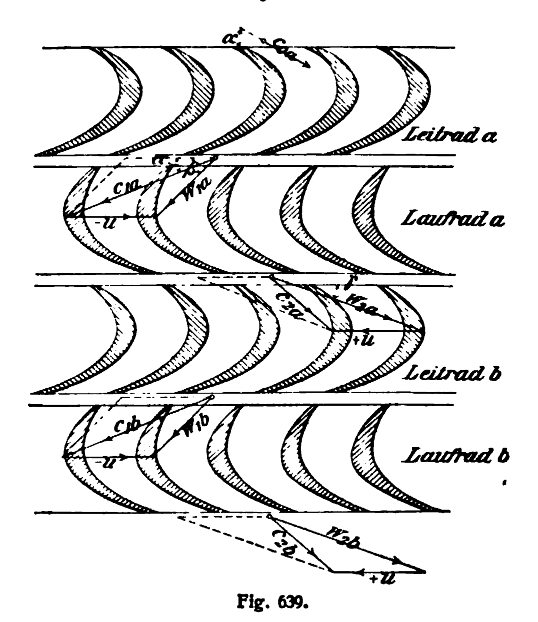



Fig. 639.

Das in der Turbine $b$ ausgenutzte Einzelgefälle beträgt hiernach

$$h_b = h_b' + h_b'' = A\left[\frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} + \frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g}\right].$$

Da beide Räder gleiches Schaufelprofil haben, so ist

$$w_{2b} = c_{1b} \text{ und } w_{1b} = c_{2a},$$

demnach

$$h_b = 2A\,\frac{c_{1b}^2 - w_{1b}^2}{2g}.$$

Für jede andere Turbine ergeben sich ähnliche Gleichungen; man erhält somit das von einer ganzen Gruppe von $z$ Einzelturbinen aufgezehrte Wärmegefälle, wenn

$$h_a = h_b = h_c \ldots h_z \text{ allgemein } = h$$

gesetzt wird, zu $zh$ und unter Berücksichtigung der beim Eintritt in das erste Leitrad noch aufzubringenden Geschwindigkeitshöhe $h_0 = A \frac{c_{0a}^2}{2g}$ (in $WE$) das „wirksame Gefälle" der Parsonsturbine zu

$$H_w = h_0 + zh$$

oder die Anzahl der erforderlichen Einzelturbinen zu

$$z = \frac{H_w - h_0}{h}.$$

Die vorstehende Gleichung für die Gesamtzahl $z$ der Stufen gilt jedoch nur dann, wenn für die ganze Gruppe von Einzelrädern gleiche Geschwindigkeiten vorgeschrieben werden können.

Im allgemeinen läßt man aber die Geschwindigkeit stetig zunehmen, und es ergibt sich dann die Zahl der Stufen zu

$$z = \frac{H_w - h_0}{h_m} = \sim \frac{H_w}{h_m},$$

worin $h_m$ das mittlere Wärmegefälle bezeichnet, welches dem Mittelwerte aus den Gesamtfällen der einzelnen Rädergruppen entspricht.

Wenn der Kondensatordruck $p_2 = 0{,}1$ kg/qcm oder darunter gewählt worden ist, läßt sich die der adiabatischen reibungsfreien Expansion des Dampfes von der Anfangsspannung $p_1$ auf $p_2$ entsprechende Dampfwärme berechnen.

Es bildet

$$H_0 = \lambda_1 - \lambda_2' \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 117$$

das „theoretische Wärmegefälle". Von diesem geht der Anteil $\zeta H_0$ mit $\zeta = 0{,}2$ bis $0{,}3$ (bei Vollbelastung der Turbine) verloren, so daß als wirksames Gefälle, welches zur Erzeugung der Geschwindigkeiten dient, übrig bleibt

$$H_w = (1 - \zeta) H_0.$$

Um die von der wirklich arbeitenden Dampfmenge gelieferte Leistung zu erhalten, ist von dem wirksamen Gefälle der Verlust des mit der Geschwindigkeit $c_2$ abfließenden Dampfes, nämlich $\frac{c_2^2}{2g}$ (bei kleinen Turbinen etwa 10%, bei größeren etwa 5%) in Abzug zu bringen. Die schwerer zu schätzenden sonstigen Widerstände, einschließlich der Leerlaufarbeit, können mit 10% bis 7% in Rechnung gestellt werden. Hierzu kommt noch der Undichtigkeitsverlust, der, je nach der Ausführung der Turbine, etwa 10% bis 5% betragen mag, so daß der Gesamtverlust sich zu 55% bis 35% für kleine bezw. große Turbinen ergibt (vergl. Stodola, „Die Dampfturbinen").

Die Umfangsgeschwindigkeit $u$, bezogen auf den mittleren Durchmesser $D$ der Räder, ist mit Rücksicht auf Dampfausnutzung möglichst groß zu wählen.

Nach Stodola kann mit einer Geschwindigkeit $u = 35$ bis $40$ m/sek angefangen und diese bei den letzten Rädern so groß gewählt werden, wie es die Festigkeit derselben bezw. die Schaufelbefestigung zuläßt. Von dem kleinen Anfangswert steigt $u$ dann in Stufen auf den Endwert hinauf.

Die ebenfalls allmählich ansteigende absolute Eintrittgeschwindigkeit des Dampfes in das erste Laufrad kann etwa

$c_1 = 2u$, der **Schaufelwinkel** $\alpha = \gamma = 20^0$ bis $25^0$ betragen. Gegen das Ende zu läßt man $c_1$ rascher ansteigen; der Endbetrag wird mit Rücksicht auf den Auslaßverlust und die häufig unausführbare große Schaufellänge des letzten Rades gewählt.

Mit den vorstehenden Angaben lassen sich die **Geschwindigkeitsdreiecke der Turbinenschaufeln** aufzeichnen.

Bedeutet $G$ wieder das Dampfgewicht in kg/sek, so ist das durch die $x$te Turbine strömende Dampfvolumen $G v_x$ cbm, wenn $v_x$ das spezifische Volumen des Dampfes an der betreffenden Stelle bedeutet.

Der Wert für $v_x$ folgt aus der bekannten Zustandsgleichung $p_x v_x^n = p v^n$, worin der Druck $p_x$ aus dem bis zum $x$ten Rade aufgezehrten Wärmegefälle

$$H_x = h_0 + h_a + h_b + \ldots . h_{x-1} = \lambda_1 - \lambda_x$$

zu ermitteln ist [1].

Es ergeben sich dann die **Querschnitte**

$$\left.\begin{array}{l}\text{Austritt aus dem } x\text{ten Leitrade}\\ \quad\text{"}\quad\text{"}\quad\text{"}\quad\text{" Laufrade}\end{array}\right\} f_1 = \frac{G v_x}{c_{1(x)}},$$

$$\left.\begin{array}{l}\text{Eintritt in das } x\text{te Leitrad}\\ \quad\text{"}\quad\text{"}\quad\text{"}\quad\text{" Laufrad}\end{array}\right\} f' = \frac{G v_x}{w_{1(x)}},$$

und es folgt für die **Schaufellänge** $a_x$ (radiale Abmessung der Schaufel) bei Vernachlässigung der Schaufeldicken

$$a_x = \frac{f_1}{\pi D \sin \alpha}.$$

Wegen der Verengung durch die Schaufeldicken und die vorbeilaufenden Schaufeln des Laufrades ist dieser Wert auf etwa das 1,5 fache zu erhöhen.

Die achsiale **Schaufelbreite** wird der Länge angepaßt und dürfte in den Grenzen von 8 bis 25 mm liegen.

Die **Schaufelteilung** wird so eng genommen, daß eine sichere Führung des Dampfstrahles erreicht wird, — etwa 5 bis 12 mm von der schmalen zur breiten Schaufel fortschreitend. Statt der veränderlichen Schaufellänge wird man längere oder kürzere Abstufungen wählen und unter Umständen an der Wahl von $c_1$ Änderungen vornehmen, um für größere Abschnitte der Turbinenlänge **konstante** Querschnitte zu erhalten.

Ist $c_{2(z)}$ die Austrittgeschwindigkeit des letzten Rades und $Q_z = \zeta (\lambda_1 - \lambda_2')$ der Energieverlust in der Turbine, so betragen die **gesamten Verluste** (in $WE$) **für 1 kg Dampf**

$$L_z = A Q_z + \frac{c_{2(z)}^2}{2g}.$$

[1] Berechnet man die zusammengehörigen Werte von Druck, Volumen und Dampfwärme für eine Anzahl zwischen $p_1$ (Anfangsdruck) und $p_2$ (Kondensatordruck) gelegener Dampfdrücke nach der Gleichung $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ und trägt diese Werte als Ordinaten eines Diagrammes mit beliebiger Basis auf, so bilden die Verbindungslinien ihrer Endpunkte Kurven, aus denen z. B. das einer verfügbaren Dampfwärme $H_x$ entsprechende Volumen $v_x$ ohne weiteres zu entnehmen ist.

Die verfügbare Energie ist nach Gl. 117

$$L_0 = \lambda_1 - \lambda'$$

und

$$L = L_0 - L_z$$

die indizierte Dampfarbeit in $WE$ für 1 kg Dampf.

Bezeichnet ferner $L_r$ die sonstige Reibungsarbeit (Dampf- und Lagerreibung u. s. w.) in $WE$/sek, so ist die effektive Gesamtarbeit in $WE$/sek

$$G L_n = G L - L_r$$

und der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung,

$$\eta_n = \frac{L_n}{L_0} = \frac{L_0 - L_z - \frac{L_r}{G}}{L_0}.$$

Die effektive Leistung in PS$_e$ beträgt

$$N_n = \frac{G L_n}{A\,75}$$

und der Dampfverbrauch für 1 PS$_n$/std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{637}{L_n}.$$

Über den Dampfverbrauch ausgeführter Parsonsturbinen bei verschiedenen Belastungen u. s. w. gibt die nebenstehende Tabelle Aufschluß[1]).

# II. Dampfkessel.

## A. Allgemeine Angaben.

(S. auch unter „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen" auf S. 747 u. ff.)

### a) Die Verbrennung.

Die brennbaren, wärmeerzeugenden Hauptbestandteile der Brennstoffe sind der Kohlenstoff und der Wasserstoff.

Bei vollkommener Verbrennung eines Brennstoffes verbindet sich der freie Wasserstoff ($H$) mit dem Kohlenstoff ($C$) zu leichtem oder zu schwerem Kohlenwasserstoff ($CH_4$ bezw. $C_2H_4$), die beide mit den Sauerstoff ($O$) der Luft zu Kohlensäure ($CO_2$) und zu Wasserdampf ($H_2O$) verbrennen. Das Wasser des Brennstoffes wird zersetzt, $H$ verbindet sich mit $C$ zu einem Kohlenwasserstoff, $O$ mit $C$ zu Kohlenoxyd ($CO$); beide Gase verbrennen mit dem $O$ der Luft zu $CO_2$ und $H_2O$.

---

[1]) Vergl. auch die von Lindley, Schröter und Weber angestellten Untersuchungen an den Dampfturbinen zu Elberfeld in der Z. d. V. d. I. 1900, S. 829.

| Parsonsturbine, direkt gekuppelt mit Dynamomaschine, geliefert für | Leistung kw | Leistung PS„ | Dampfspannung in atm Überdruck | Dampfverbrauch für 1 kw/std in kg: bei Betrieb mit Dampf | Dampftemperatur °C | bei Belastung 4/4 | 3/4 | 2/4 | 1/4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Städtisches Elektrizitätswerk Elberfeld Turbine I | 1000 | **1500** | 11,5 | überhitzt | 195 | **9,099** | **9,639** | **10,866** | . |
| | | | | gesättigt | . | **9,42** | **10,12** | **11,31** | . |
| Städtisches Elektrizitätswerk Elberfeld Turbine II | 1000 | **1500** | 11,5 | überhitzt | 195 | **8,961** | **10,706** | . | . |
| | | | | gesättigt | . | **9,693** | **11,34** | . | . |
| Société des Filatures de Schappe | 900[2]) | **1350** | 10 | überhitzt | 250 | 9,6 | 10,5 | . | . |
| Schlieper & Baum, Elberfeld | 500 | **750** | 10 | überhitzt | 250 | **9,0** | **9,9** | **11,1** | . |
| Konsolidierte Tschöpelner Braunkohlen- und Tonwerke | 400 | **600** | 7,5 | überhitzt | 208 | **9,9** | **10,5** | **12,0** | **16,0** |
| | | | | gesättigt | . | **10,50** | **11,27** | **12,8** | **17,36** |
| Röchlingsche Eisen- und Stahlwerke, Diedenhofen | 380[2]) | **570** | 10 | überhitzt | 250 | 10 | 11,2 | . | . |
| | | | | überhitzt | 250 | **9,82** | **11,0** | . | . |
| | | | | gesättigt | . | 11,5 | 13 | . | . |
| | | | | gesättigt | . | **11,03** | . | . | . |
| Zellulosefabrik Villach | 350 | **525** | 11,5 | überhitzt | 250 | **9,3** | **10,18** | **11,58** | **15,32** |
| Services industriels der Stadt Neuchâtel | 300 | **450** | 12 | gesättigt | 240 | 11,3 | 12,6 | . | . |
| Werke der französischen Marine, Indret | 280 | **420** | 14—15 | gesättigt | . | **11,58** | . | . | . |
| Elektrizitätswerk der Stadt Chur | 200 | **300** | 12,5 | überhitzt | 250 | **9,59** | **10,03** | **10,77** | . |
| Städtisches Elektrizitätswerk Heidelberg | 180 | **270** | 9,5 | überhitzt | 230 | 11,3 (bei 180 kw) | 11,5 (bei 150 kw) | 12,3 (bei 100 kw) | . |
| „ „ Frankfurt a. M. | 3000 | **4500** | 11 | überhitzt | 300 | 6,7 | 7,09 | 7,4 | . |

Bemerkungen. 1. Die fettgedruckten Dampfverbrauchszahlen für 1 kw/std sind Ergebnisse von Abnahmeversuchen. Die in dünner Schrift gehaltenen Zahlen sind Garantiewerte.

2. Die Arbeit für die Kondensation ist in den Dampfverbrauchsziffern der mit [2]) bezeichneten Turbinen nicht eingeschlossen.

Man versteht unter (theoretischem oder absolutem) Heizwert $h$ eines Brennstoffes diejenige Wärmemenge (in $WE$), die bei vollkommener Verbrennung von 1 kg des Brennstoffes entwickelt wird.

Die Ermittelung des Heizwertes geschieht mittels des Kalorimeters.

Angenäherte Werte für $h$ (in $WE$/kg) erhält man auf Grund der chemischen Analyse, wenn 1 kg des Brennstoffes $C$ kg Kohlenstoff, $H$ kg Wasserstoff, $S$ kg Schwefel, $O$ kg Sauerstoff und $W$ kg hygroskopisches Wasser enthält, und angenommen wird, daß das Wasser der Verbrennungsgase als Dampf entweicht, mittels der Formel

$$h = 8100\,C + 29\,000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W.$$

Die nutzbare Wärmemenge, die man bei der Verbrennung auf dem Roste gewinnt, ist kleiner als die theoretische Wärmemenge $h$. Bezeichnet $\eta$ den Wirkungsgrad der Kesselanlage, so werden nur $\eta\, h\, WE$ zur Dampfbildung verwandt.

Der Wirkungsgrad $\eta$ setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrade $\eta_1$ der Feuerung und dem Wirkungsgrade $\eta_2$ der Heizfläche, und zwar ist

$$\eta = \eta_1\,\eta_2.$$

Im allgemeinen kann $\eta_1 = 0{,}8$ bis $0{,}9$ und (für feststehende Kessel) $\eta_2 = 0{,}61$ bis $0{,}87$ gesetzt werden. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge mit $\sim$ 21 Raum-Proz. Sauerstoffgehalt ist

$$L = \frac{{}^8/_3\,C + 8\,H + S - O}{0{,}3}\ \text{cbm}.$$

In Wirklichkeit ist die zur Erzielung einer vollkommenen Verbrennung erforderliche Luftmenge bedeutend größer. Die Luft ist daher stets im Überschuß zuzuführen.

Es beträgt nach Weinlig die zuzuführende Luftmenge

für deutsche Braunkohlen etwa $m = 1{,}3$ bis $1{,}5$,
" " Steinkohlen " $m = 1{,}7$ bis $1{,}9$

der theoretischen.

Die aus 1 kg Brennstoff entstandene Verbrennungs-Gasmenge in cbm bei 0° C. und 760 mm Quecksilbersäule ist

$$G = \frac{1{,}86\,C}{k} + \frac{9\,H + W}{0{,}804};$$

hierin bedeutet noch $k$ den in 1 kg Brennstoff enthaltenen Kohlensäuregehalt in Raum-Proz.

Die Verbrennungstemperatur $T$ des Brennstoffes auf dem Roste ist die von ihm bei der Verbrennung erzeugte Temperatur in Graden C.; sie ergibt sich bei $t_a{}^0$ Temperatur der Luft im Kesselhause angenähert zu

$$T = t_a + \eta_1 \frac{(1 - \sigma)\,h}{(1 + m\,L)\,c_p},$$

worin noch

- $c_p \sim 0{,}24$ die spezifische Wärme der Heizgase bei unveränderlichem Drucke,
- $\sigma$ den Ausstrahlungskoeffizienten, d. i. das Verhältnis der ausgestrahlten Wärme zu der auf dem Roste nutzbar gemachten Wärme,

bezeichnet.

Im allgemeinen kann $\eta_1 = 0{,}8$ bis 0,9 (s. vorstehend), der Ausstrahlungskoeffizient nach Péclet

für Innenfeuerung $\sigma = 0{,}25$ bis 0,3,
„ Unterfeuerung $\sigma = 0{,}20$ „ 0,25

gesetzt werden.

Genauer läßt sich die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes durch direkte Messungen bestimmen.

Die Dampfmenge $x$ (in kg), welche mit 1 kg Brennstoff entwickelt werden kann — die sogenannte Verdampfungsziffer —, hängt von dem Heizwerte $h$ des Brennstoffes, dem Wirkungsgrade $\eta$ der Kesselanlage, der Speisewasser-Temperatur $t_0{}^0$ und der Temperatur $t^0$, bei der die Verdampfung eintritt, ab.

Bezeichnet

$\lambda_0$ die Wärmemenge (in $WE$), die zur Erzeugung von 1 kg Dampf von $t^0$ aus Wasser von $t_0{}^0$ erforderlich ist,

$q_0$ die der Speisewasser-Temperatur $t_0{}^0$ entsprechende Flüssigkeitswärme,

$w$ die mit 1 kg Dampf mitgerissene Wassermenge in kg (bei feststehenden Kesseln $w = 0{,}03$ bis 0,06),

$\lambda$ die Gesamtwärme des Wassers im Augenblicke der Verdampfung,

so ist

$$x = \eta \frac{h}{\lambda_0} = \eta \frac{h}{\lambda - q_0 + (t - t_0)\,w}.$$

Wird $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0)\,w = 600\ WE$ gesetzt, so ergeben sich je nach dem Heizwerte des Brennstoffes und dem Wirkungsgrade der Kesselanlage folgende

Werte von $x$.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Steinkohle . | 5,5 bis 10 | Holz . . . | 2,5 bis 3,5 |
| Koks . . . | 4,5 „ 8 | Stroh . . . | 1,5 „ 2,0 |
| Braunkohle . | 2,0 „ 4,5 | Lohe . . . | 1,0 „ 1,1 |
| Torf . . . | 1,5 „ 3,0 | | |

## b) Die Rostfläche.

Die Größe der Rostfläche bestimmt sich durch die stündlich auf 1 qm derselben verbrannte Brennstoffmenge in Kilogramm.

Bezeichnet

$B$ die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,
$R$ die Gesamtrostfläche in qm,

so kann für feststehende Kessel mit Steinkohlenfeuerung im Mittel genommen werden

$\frac{B}{R} = 60$ für langsame Verbrennung (bei neuen Anlagen unter gewöhnlichen Verhältnissen);

$\frac{B}{R} = 80$ für normale Verbrennung;

$\frac{B}{R} = 100$ für lebhafte Verbrennung.

Für Koks kann das $^2/_3$fache, für Braunkohlen das 1,5- bis 2,5fache, für Holz und Torf das 1,33fache dieser Werte genommen werden.

Die Größe der Rostfläche $R$ wird auch häufig in Bruchteilen der Heizfläche $H$ angegeben. Man versteht unter Heizfläche denjenigen Teil der Oberfläche eines Kessels, der einerseits vom Wasser, anderseits von den Heizgasen berührt wird.

Bei einer stündlich zu erzeugenden Dampfmenge von $D$ kg ist, wenn auf 1 qm der Rostfläche $R$ stündlich 80 kg Steinkohlen mit einem Heizwert $h = 7500$ $WE$ verbrannt werden,

| bei $D:H = 25$ | 22,5 | 20 | 16 | 14 | 12 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $H:R = 20$ | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 |

woraus $R$ (betreffendenfalls $H$) zu ermitteln ist.

Rechnerisch ergibt sich die Größe der Rostfläche wie folgt.

1 kg Brennstoff bedarf zu seiner Verbrennung $m\,L$ cbm Luft, demnach mufs der kleinste Querschnitt der Rostspalten, d. i. die freie Rostfläche $R_f$, wenn diese Luft mit der Geschwindigkeit $v$ (in m/sek) durch die Rostpalten ziehen soll, betragen

$$R_f = \frac{B\,m\,L}{v\,3600};$$

hieraus folgt, wenn $n$ das Verhältnis der freien zur gesamten Rostfläche bezeichnet, für die gesamte Rostfläche

$$R = \frac{B\,m\,L}{n\,v\,3600} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{118}$$

Das Verhältnis $n$ der freien zur gesamten Rostfläche soll möglichst groß sein. Man findet gewöhnlich

| | | | |
|---|---|---|---|
| bei Steinkohlen . | $n = {}^1/_4$ bis $^1/_2$ | bei Koks . . . | $n = {}^1/_3$ bis $^1/_2$ |
| „ Braunkohlen . | $n = {}^1/_5$ „ $^1/_3$ | „ Holz und Torf | $n = {}^1/_7$ „ $^1/_5$ |

Die Geschwindigkeit $v$ der durch die Rostspalten ziehenden Luft beträgt für Steinkohlen je nach dem Anstrengungsgrade 0,75 bis 1,60 m/sek, bei künstlichem Luftzuge bis zu 4 m/sek.

Die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Brennstoffmenge beträgt (nach Gl. 118) in kg

$$\frac{B}{R} = \frac{n\,v\,3600}{m\,L}.$$

(Die gewöhnlichen Werte von $B:R$ für Steinkohlenfeuerung s. S. 713.)

## c) Die Heizfläche.

### 1. Heizfläche eines Dampfkessels.

Zur ungefähren Bestimmung der erforderlichen Heizfläche $H$ eines ortsfesten Kessels kann nachstehende Tabelle dienen.

Werte von $D:H$.

| Bauart des Kessels | Verbrennung | | |
|---|---|---|---|
| | langsam | normal | lebhaft |
| Mehrfacher Walzenkessel . . . . | 13 | 16 | 22 |
| Flammrohrkessel und Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren . . | 16 bis 18 | 20 bis 22 | 30 |
| Heizrohrkessel, Wasserrohrkessel, Lokomobilkessel . . . . . . . | 10 | 15 | 20 |
| Vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel . . . . . . . . . . | 13 | 16 | 22 |

Das Verhältnis der von der Kesselanlage stündlich verzehrten Brennstoffmenge $B$ (in kg) zur Heizfläche $H$ (in qm), d. i. $B:H$, nennt man den Anstrengungsgrad der Feuerung. Je kleiner $B:H$, desto besser ist die Ausnutzung der Wärme, d. h. desto größer ist der Wirkungsgrad $\eta_2$ der Heizfläche (s. vorstehend).

2. Heizfläche eines Vorwärmers.

Die Heizfläche $H_v$ eines Vorwärmers — aus 500 bis 600 mm weiten, schmiedeisernen, geschlossenen Cylindern im letzten Feuerzuge des Kessels bestehend —, der die Heizgastemperatur von $T_1$ bis $T_2$ ausnutzt und das Speisewasser von $t_0$ auf $t_1$ vorwärmt, ergibt sich angenähert aus

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2(t_1 - t_0)}{k(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)}.$$

Hierbei ist der Wärmedurchgangskoeffizient $k = 12$ bis 18 für solche Vorwärmer, die von innen und außen gut zu reinigen sind.

Für Greensche Ekonomizer — aus einem System stehender gußeiserner Rohre im Abzugskanal zwischen Kessel und Schornstein bestehend — kann, je nachdem dieselben mit selbsttätigen Schrapern oder ohne solche arbeiten, $k = 10$ bis 15 bezw. $k = 5$ gesetzt werden.

Eine Vorwärmung des Wassers ist bis 80 bis 100° (sogar 130°) möglich, wobei die Temperatur der abziehenden Heizgase durchschnittlich $T_2 = 150°$ beträgt.

Zuweilen erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers — bis auf etwa 90° — durch den Abdampf der Dampfmaschine. Derartige Vorwärmer bestehen aus einem in einem Gefäß eingeschlossenen Bündel kupferner Rohre von 40 bis 50 mm Durchmesser, durch welche der Abdampf geleitet wird, während das Speisewasser die Rohre von außen umspült oder umgekehrt.

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten kann unter der Voraussetzung, daß diese Vorwärmer nach dem Gegenstromprinzip arbeiten, $k \sim 700$ gesetzt werden.

3. Heizfläche eines Überhitzers[1]).

Für die Heizfläche eines Überhitzers ist außer der Menge des zu überhitzenden Dampfes dessen Gehalt an mitgerissenem Wasser zu be-

[1]) Vergl. „Hütte", 18. Aufl.

rücksichtigen, das verdampft werden muß; hierzu sind für 1 kg Wasser (606,5 — 0,717 $t$) $WE$ erforderlich ($t$ bedeutet die Temperatur des Wassers im Kessel).

Zum Überhitzen von 1 kg trockenen Dampfes um 1° sind 0,48 $WE$ nötig.

Nach Hirn ist hier $k = 10$ bis 15 $WE$ für 1 qm Überhitzungsfläche (Gußeisenrohre), 1 Stunde und 1° Temperaturunterschied.

## d) Die Heizkanäle.

Die Größe des Querschnittes der Heizkanäle ist so zu bemessen, daß die Geschwindigkeit der Heizgase in den gemauerten Zügen bei natürlichem Luftzuge nicht über 6 m/sek, besser nur 3 bis 4 m/sek, beträgt. Damit ergibt sich bei Anordnung von drei gemauerten Feuerzügen und bei einer mittleren Beanspruchung der Rostfläche entsprechend $B:R = 60$ bis 100 (s. o.) der Querschnitt des letzten Zuges und des Fuchses $= 0{,}25\,R$, der Querschnitt des zweiten Zuges gleich dem 1,25- bis 1,5 fachen und der des ersten Zuges gleich dem 1,5- bis 1,75 fachen des Querschnittes des letzten Zuges. Ausgenommen sind hiervon die Querschnitte über den Feuerbrücken oder an den in die Feuerzüge eingebauten Kulissen, ferner diejenigen der Heizrohre bei Heizrohrkesseln u. s. w. An diesen Stellen finden Verengungen der Querschnitte auf $^1/_8\,R$ bis $^1/_{10}\,R$ statt. Anderseits sind die oben angeführten Querschnitte an solchen Stellen zu vergrößern, an denen die Heizgase ihre Richtung ändern.

Ist $B:R$ die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in kg (s. S. 713), und bezeichnet

$G$ den Rauminhalt der aus 1 kg Kohle gebildeten Gasmenge in Kubikmetern, der zugehörigen Temperatur entsprechend (s. S. 712);

$\alpha$ das Verhältnis des Zugquerschnittes zur gesamten Rostfläche,

so ist die Geschwindigkeit $v_g$ der Heizgase in den Zügen in m/sek

$$v_g = \frac{B}{R} \, \frac{G}{3600\,\alpha}.$$

Der Querschnitt der Heizkanäle ist so zu gestalten, daß die Heizgase möglichst nahe an die Kesselwand gedrängt werden; ihre Gesamtlänge soll 30 bis 33 m nicht überschreiten.

## e) Dampfkesselschornsteine[1]).

Bezeichnet

$B$ die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,

$G$ die bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff erzeugte Gasmenge in kg,

$\alpha = {}^1/_{273}$ den Wärmeausdehnungskoeffizienten der Gase,

$\gamma$ das Gewicht von 1 cbm mitteltrockener Luft von 0° bei mittlerem Barometerstande,

$\delta$ die Dichte der Rauchgase, bezogen auf Luft von 0°,

$t_0$ die Temperatur der Rauchgase an der Schornsteinmündung,

$v_n$ die Ausströmungsgeschwindigkeit der Rauchgase in m/sek (mindestens = 2 m/sek),

---

[1]) Vergl. G. Lang, „Der Schornsteinbau". Hannover, Helwingsche Verlagsbuchhandlung.

so findet sich der lichte Querschnitt der oberen Schornsteinmündung (in qm) aus

$$f_2 = \frac{B\,G\,(1 + \alpha\,t_0)}{\gamma\,\delta\,3600\,v_n}.$$

Für mittlere Verhältnisse kann $v_n = 4$ m/sek, $t_0 = 235^0$, $1 + \alpha t_0 = 1{,}86$, $\delta = 1$ und für das norddeutsche Tiefland $\gamma = 1{,}29$, also $\gamma\delta = 1{,}29$ gesetzt werden. Damit vereinfacht sich die obige Gleichung auf

$$f_2 = \frac{B\,G}{10\,000}.$$

Für gute Steinkohlen und gute Feuerungen mit $G = 19$ wird

$$f_2 = 0{,}0019\,B$$

und der lichte Durchmesser der oberen Schornsteinmündung in m

$$d_2 = \sqrt{\frac{40}{\mu}}, \qquad \ldots\ldots\ldots\ 119$$

worin $\mu$ beim

Kreisquerschnitt . . . . = 3,1416,
Achteckquerschnitt . . . = 3,3137,
Quadratquerschnitt . . . = 4,0000

zu setzen ist.

Als kleinster Wert der oberen lichten Weite $d_2$ ist 0,55 m für Quadratform und 0,6 m für Achteck- und Kreisform anzusehen, falls der Schornstein von innen aufgemauert werden soll. (Bei Blechschornsteinen fällt diese Beschränkung weg.)

Ist ferner

$l$ die Länge der Feuerzüge und des Fuchses in m,
$H_r$ die Höhe der Schornsteinmündung über dem Roste in m,
$d_1$ der lichte Durchmesser am Schornsteinfuß in m,
$\zeta = \frac{d_1 - d_2}{2\,H_r}$ (im allgemeinen = 0,008 bis 0,010),
$\eta$ eine Erfahrungszahl, abhängig von der Form und Weite der Feuerzüge und des Fuchses (wechselnd zwischen 0,03 und 0,15; meistens = 0,04),
$t_m$ die mittlere Temperatur der Rauchgase,

so ist

$$H_r = [15\,d_2 + 2{,}5\,v_n + \eta l - 160\,\zeta]\,\frac{700 - t_m}{200 + t_m}.$$

Für mittlere Verhältnisse kann gesetzt werden

$$v_n = 4 \text{ m/sek},\ l = 25 \text{ m},\ \eta = 0{,}04,\ \zeta = 0{,}006,\ t_m = 250^0,$$

demnach

$$H_r = 15\,d_2 + 10 \text{ m}.$$

Zur Verhütung der Rauchbelästigung soll die Schornsteinmündung mindestens 3 m höher liegen als der höchste, im Umkreise von 250 m vorhandene First von Wohngebäuden. Als kleinste Schornsteinhöhe gilt erfahrungsmäßig etwa 18 m. Für gemauerte Schornsteine ist der untere lichte Durchmesser

$$d_1 = d_2 + 0{,}0016\,H_r \text{ bis } d_2 + 0{,}02\,H_r$$

zu wählen. Falls die Standfestigkeit dann nicht genügt, ist $d_1$ entsprechend zu vergrößern.

Über die Anforderung an den Bau und über die Berechnung der Standfestigkeit gemauerter Schornsteine ist auf die angezogene Quelle zu verweisen. (S. auch unter Schornsteine in dem Abschnitt „Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen".)

Der Zug eines Schornsteines kann durch Unterwindgebläse oder ein saugendes Dampfstrahlgebläse verbessert werden: auch sind diese Hilfsmittel beim Verfeuern minderwertiger Brennstoffe (Kohlenschlamm, Koksstaub) oder aber schwer brennender Kohlensorten (Anthrazite) von Vorteil.

Blechschornsteine erhalten übereinandergreifende, zumeist kegelförmige Schüsse von 3 bis 5 mm oberer und 6 bis 8 mm unterer Blechdicke — je nach Durchmesser und Höhe des Schornsteins.

Der Durchmesser ist oben und unten gleich oder aber der untere Durchmesser $d_1 = d_2 - 0{,}01\ H_r$ (in m) zu nehmen: dabei ist $d_2$ wegen der stärkeren Abkühlung $^4/_3$mal so groß zu machen als bei einem gemauerten Schornstein für dieselbe Feuerung.

## B. Die wichtigsten Bauarten der ortsfesten Dampfkessel[1]).

Derartige Dampfkessel mit größerem Wasserraum — im Gegensatz zu den sog. Zwergkesseln — lassen sich einteilen in: Walzenkessel (einfacher und mehrfacher Walzenkessel), Flammrohrkessel, Heizrohrkessel, vereinigte Walzen- und Heizrohrkessel, Doppelflammrohrkessel, Flammrohrkessel mit Heizrohren, vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel und Wasserrohrkessel.

### a) Einfacher Walzenkessel.

Dieser Kessel wird zumeist liegend, hinter Puddel- und Schweißöfen auch stehend angeordnet. Er bildet als liegender Kessel ein nach hinten geneigtes, cylindrisches Gefäls mit gewölbten oder ebenen Böden, dessen Lagerung am besten durch Aufhängung erfolgt. Der Durchmesser beträgt bis zu 1,5 m, die Länge bis zu 10 m. Die Heizfläche kann zu 0,6 bis 0,65 der gesamten Mantelfläche angenommen werden.

Kleinere Kessel werden oft nur mit einem glatt durchgehenden Feuerzuge versehen; besser ist die Führung der Heizgase in Schlangenlinien. Da die Dampferzeugung sehr gering ist — man kann bei langsamer Verbrennung nur auf eine Verdampfung von 6 bis 8 kg Wasser auf 1 qm Heizfläche rechnen —, findet der Kessel nur noch selten Anwendung.

### b) Mehrfacher Walzenkessel.

Um bei möglichster Raumersparnis größere Heizflächen zu erzielen, legt man zwei oder mehrere Cylinderkessel übereinander und verbindet sie durch schmiedeiserne Stutzen von mindestens 300 bis 400 mm Durchmesser. Die oberen Kessel heißen Oberkessel, die unteren Unterkessel; letztere erhalten nach hinten eine Neigung von $^1/_{25}$ bis $^1/_{30}$.

Am besten ist es, zwei Oberkessel und zwei Unterkessel — für Heizflächen von 50 bis 100 qm — oder einen Oberkessel und einen

[1]) Vergl. P. Tetzner, „Die Dampfkessel", Berlin 1902, Julius Springer.

Unterkessel — für Heizflächen von 25 bis 50 qm — so anzuordnen, daß der Rost, wie Fig. 640 erkennen läßt, unter den vorspringenden Oberkessel zu liegen kommt und die Heizgase auf und ab steigend in Schlangenlinien den Ober- und Unterkessel bestreichen. Um eine angemessene Wasserbewegung im Kessel zu erzielen, sind die Unterkessel, je nach ihrer Länge, durch zwei oder drei Stutzen mit dem zugehörigen Oberkessel zu verbinden.

Sind zwei Oberkessel und zwei Unterkessel vorhanden, so ist die Verbindung der ersteren im Dampfraume am besten durch einen gemeinsamen Dampfsammler, diejenige der letzteren durch ein 350 bis 400 mm weites Rohr zu bewirken. Den Durchmesser der Oberkessel nimmt man 0,8 bis 1,5 m, denjenigen der Unterkessel 0,6 bis 0,8 m. Die

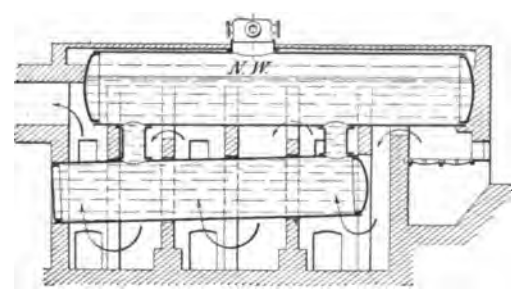


Fig. 640.

Speisung erfolgt, je nachdem der Rost unter den Oberkessel oder den Unterkessel zu liegen kommt, im Unter- bezw. Oberkessel.

Bei langsamer Verbrennung kann 1 qm Heizfläche an Dampf etwa 13 kg/std erzeugen.

### c) Flammrohrkessel.

Legt man zwei oder mehrere weite Cylinder ineinander, so erhält man den Flammrohrkessel, auch Cornwallkessel genannt, mit ein, zwei oder drei Flammrohren, durch welche die Heizgase treten, so daß ihre ganze Oberfläche als Heizfläche angesehen werden kann.

#### 1. Einflammrohrkessel.

Fig. 641 und 642 zeigen einen Kessel mit gewölbten Stirnböden und glattem Flammrohr; letzteres ist, um Raum zum Befahren des Kessels und um eine lebhaftere Bewegung des Kesselwassers zu erzielen, seitlich im Kessel eingebaut, weshalb derselbe auch Seitrohrkessel genannt wird. Die Verbindung des Flammrohres mit den Stirnböden erfolgt durch die Ein- bezw. Ausbördelung der letzteren. Die einzelnen Schüsse des Flammrohres sind an den Enden aufgeflanscht und durch zwischengelegte, innen ausgedrehte Flacheisenringe miteinander vernietet und verstemmt. Der Rost liegt im Flammrohr; dieses bildet somit den ersten Zug. Die weitere Führung der Heizgase erfolgt durch zwei Seitenzüge, und zwar bildet der dem Flammrohr am nächsten liegende Kanal den zweiten Zug.

Derartige Kessel für $H = 20$ bis 60 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1200$ bis 1900 mm und Längen von 5100 bis 9800 mm. Die Durchmesser der zugehörigen glatten Flammrohre betragen $d =$ 570 bis 950 mm. Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0,26\sqrt{H}$ und $d = 0,5\,D$ genommen werden.

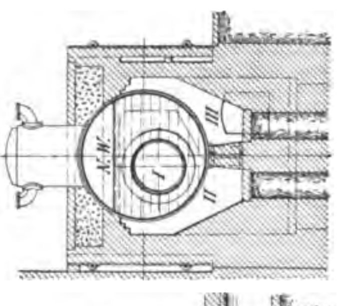


Fig. 642.

An Stelle eines glatten Flammrohres erhalten Seitrohrkessel zur Erhöhung ihrer Verdampfungsfähigkeit zuweilen ein gewelltes Flammrohr.

Fig. 643 und 644 zeigen einen solchen Wellrohrkessel der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei, A.-G. in Görlitz, in Verbindung mit einem Dampfüberhitzer von A. Hering in Nürnberg.

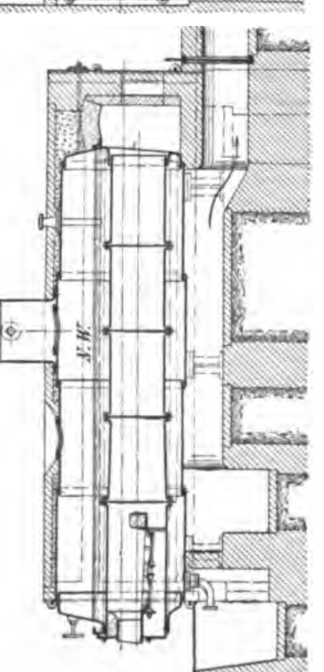


Fig. 641.

Der Kessel hat 75 qm Heizfläche und ist für 10 atm Überdruck gebaut; sein Mantel wird durch fünf Schüsse von je 19 mm Wandstärke gebildet, von denen die beiden konisch gestalteten in die cylindrischen Endschüsse hineingesteckt sind. An letztere schließen sich die gewölbten Stirnböden von 22 mm Dicke an. Ein cylindrischer Dom von 0,850 m Durchmesser, 12 mm Wandstärke und 0,850 m mittlerer Höhe mit 17 mm starkem gewölbtem Deckel trägt den zum Anschluß von Dampfleitung, Sicherheitsventil u. s. w. bestimmten Kreuzstutzen. Der Kesselmantel hat 2,2 m Durchmesser bei 8,75 m größter Kessellänge, das Wellflammrohr 1,256 m kleinsten und 1,350 m größten Duichmesser sowie 13 mm Wandstärke.

Die Einmauerung des Kessels ist in der Weise erfolgt, daß die auf dem Roste entwickelten Heizgase nach Durchströmen des Flammrohres rechts seitlich am Kessel nach vorn und links seitlich wieder nach hinten ziehen, um schließlich in den Fuchs zu entweichen. Die hinter dem Kessel eingeschaltete Rauchkammer ist mit feuerfesten Steinen ausgekleidet und durch eine senkrechte Wand in zwei Hälften geschieden, um so die Möglichkeit zu haben, die Gase nach Verlassen

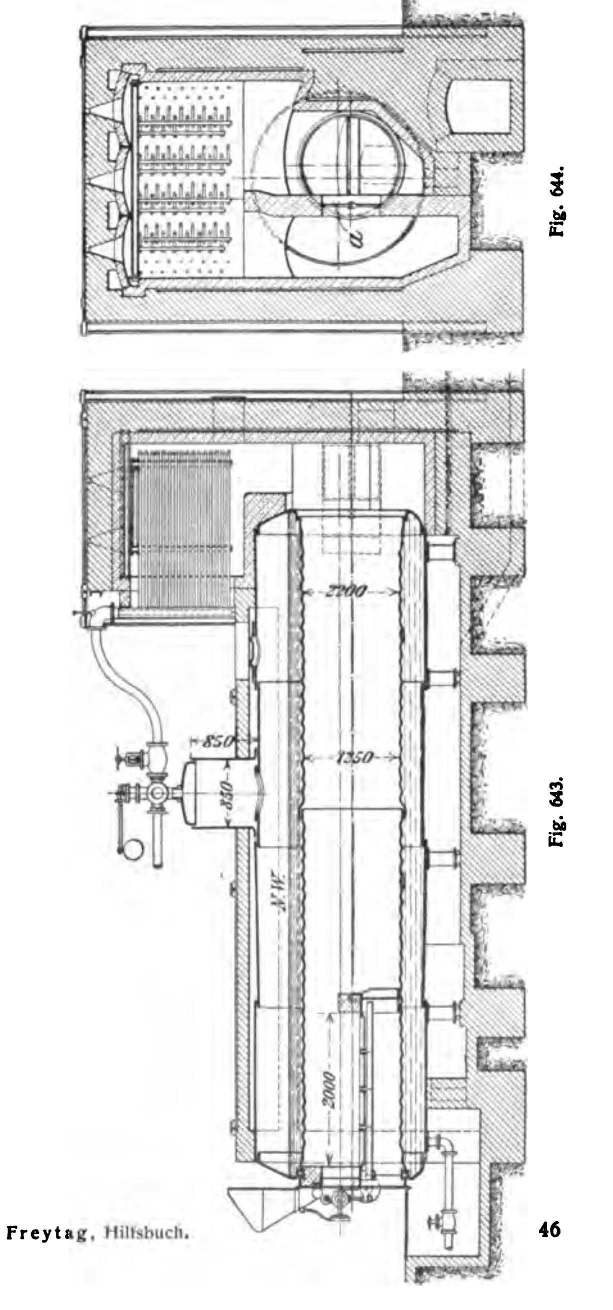



Fig. 644.

Fig. 643.

des Flammrohres zunächst durch den oberhalb der Kammer angeordneten Überhitzer und dann erst in den zweiten Zug zu leiten. Soll ersteres geschehen, so schließt man die von außen drehbare Drosselklappe *a* und zwingt dadurch die Gase, die Überhitzerspiralen in der ihnen durch eingebaute Wände vorgeschriebenen Weise zu umspülen.

Um das Speisewasser vor seiner Mischung mit dem Kesselinhalte möglichst hoch anzuwärmen, wird dasselbe dem Kessel durch ein inmitten desselben liegendes, vom vorderen bis nahe zum hinteren Stirnboden reichendes Rohr zugeführt.

Der mit dem Kessel vereinigte Überhitzer hat 30 qm Heizfläche; er überhitzt den nassen Kesseldampf auf 300° bis 350° C.

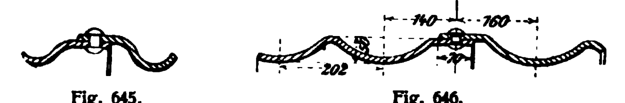



Fig. 645. Fig. 646.

Die Rostbeschickung erfolgt durch einen selbsttätigen Feuerungsapparat.

Wegen der großen Widerstandsfähigkeit der Wellrohre gegen Zusammendrücken können die Wandstärken derselben wesentlich geringer gewählt werden als bei den glatten Flammrohren; besondere Versteifungen können in Wegfall kommen.

Das Blechwalzwerk Schulz Knaudt, A.-G., in Essen (Ruhr) macht über die von ihm nach Fox und Morison hergestellten gewellten Flammrohre (Fig. 645 bezw. 646) folgende Angaben.

Innendurchmesser (kleinster) $d_i = 700$ bis 1300 mm, steigend mit 50 mm.

Außendurchmesser $d_a = d_i + 100$ mm.

Entfernung von Mitte Welle bis Mitte der nächsten Welle = 151 mm bei Fox- und 202 mm bei Morisonrohren.

Ganze Länge: Rostrohr = 2850 mm, gewöhnliches Rohr = 2592 mm, Paßstücke von 650 bis 2592 mm.

Größte zulässige Länge eines Wellrohres = 3150 mm.

| Durchmesser $\frac{d_i}{d_a}$ | 700 / 800 | 750 / 850 | 800 / 900 | 850 / 950 | 900 / 1000 | 950 / 1050 | 1000 / 1100 mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Gewicht . . . . kg/m | 210 | 235 | 250 | 265 | 280 | 295 | 310 |
| Blechdicke . . . mm | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10,5 |
| Betriebsüberdruck kg/qcm | 13 | 13 | 12 | 11,5 | 11 | 10,5 | 10,5 |

| Durchmesser $\frac{d_i}{d_a}$ | 1050 / 1150 | 1100 / 1200 | 1150 / 1250 | 1200 / 1300 | 1250 / 1350 | 1300 / 1400 mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Gewicht . . . . kg/m | 335 | 360 | 375 | 390 | 415 | 435 |
| Blechdicke . . . mm | 10,5 | 10,5 | 10,5 | 11 | 11 | 11,5 |
| Betriebsüberdruck kg/qcm | 10 | 10 | 9,5 | 9 | 9 | 9 |

Die Heizfläche der Wellrohre ist um etwa $^1/_7$ größer als bei glatten Rohren.

Seitrohrkessel mit gewelltem Flammrohr für 20 bis 100 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1600$ bis 2400 mm und Längen von 4000 bis 10800 mm; die zugehörigen Wellrohrdurchmesser betragen $d = 800$ bis 1350 mm.

Fig. 648.

Fig. 647.

2. Zweiflammrohrkessel.

Die Flammrohre des in Fig. 647 und 648 dargestellten Kessels setzen sich aus einer größeren Anzahl verhältnismäßig kurzer Rohrschüsse zusammen, die an der oberen Seite, nach dem von Paucksch angegebenen Verfahren, je um etwa 50 mm abgesetzt sind. Dadurch entstehen sichelförmige Vorsprünge an den oberen Stellen der Flammrohre, gegen welche die Heizgase strömen, und indem diese hierbei fast an jedem Schuß in Wirbelung kommen, findet eine innige Mischung derselben statt, was für die Ausnutzung des Brennstoffes und die Rauchverbrennung vorteilhaft ist.

Aus den Flammrohren strömen die Heizgase durch zwei Seitenzüge und einen Unterzug in den Fuchs, und zwar bilden die beiden Seitenkanäle den zweiten, der untere Kanal den letzten Zug.

Derartige Kessel für $H = 50$ bis 110 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1800$ bis 2400 mm und Längen von 6500 bis 12300 mm; die größten Durchmesser der zugehörigen Flammrohre betragen 700 bis 900, die kleinsten 600 bis 800 mm. Der kleinste Abstand zwischen zwei Flammrohren soll 150 bis 200 mm, derjenige zwischen Flammrohr und Mantel 125 mm betragen.

Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0{,}24 \sqrt{H}$ und der Flammrohrdurchmesser an der weitesten Stelle $d = 0{,}5\,D - 250$ bis $0{,}5\,D - 300$ mm gewählt werden.

In größere Flammrohre — von etwa 700 mm Durchmesser an — werden häufig noch Querrohre, sog. Gallowayrohre, eingesetzt, die, da sie abwechselnd verschieden geneigt liegen, den Heizgasen eine wirbelnde Bewegung erteilen, so daß dieselben ihre Wärme rasch

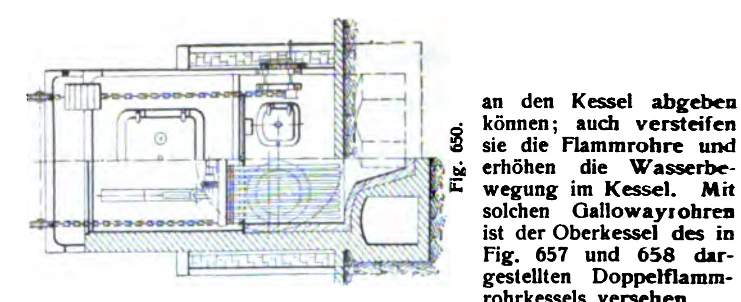


Fig. 650.

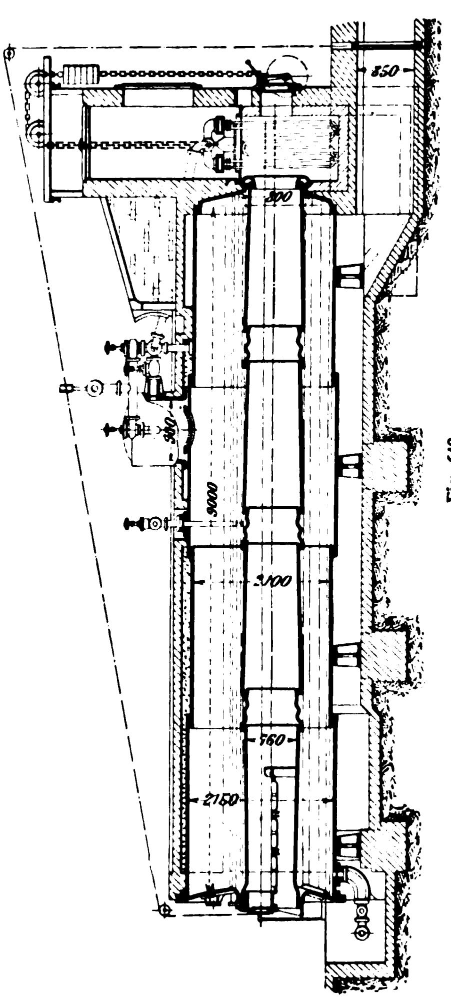


Fig. 649.

an den Kessel abgeben können; auch versteifen sie die Flammrohre und erhöhen die Wasserbewegung im Kessel. Mit solchen Gallowayrohren ist der Oberkessel des in Fig. 657 und 658 dargestellten Doppelflammrohrkessels versehen.

Bemerkenswerte Einzelheiten zeigte ein von L. Koch in Sieghütte bei Siegen in Düsseldorf 1902 ausgestellter Zweiflammrohrkessel (Fig. 649 und 650).

Die vordere Stirnplatte ist, um leichter und von außen genietet werden zu können, in Form eines nach innen gewölbten, nicht versteiften Tellerbodens ausgeführt und mit dem Mantel durch einen kräftigen Winkeleisenring verbunden. Die hintere Stirnplatte ist aus demselben Grunde mit Aushalsung versehen, wobei die betreffende Nietreihe durch einen nach innen über sie hinweggreifenden Gußring besonders geschützt wird.

Die Flammrohre sind mittels kurzer Wellrohrschüsse mit nach innen gerichteten Wellen versteift, so daß ihr äußerer Durchmesser nicht wie bei den üblichen Versteifungen vergrößert wird. In Verbindung mit der größeren Aushalsung der vorderen Stirnplatte — bei entsprechender Aufweitung der Flammrohrköpfe — sind letztere dadurch leicht auswechselbar gemacht, wobei die vordere Stirnplatte nicht gelöst zu

werden braucht. Die Form dieser Stirnplatte ermöglicht dann eine neue Vernietung, ohne daß das Mauerwerk und die Rohranschlüsse zu entfernen nötig sind.

Die Überhitzertemperatur wird durch Einstellen auf beliebige Heizfläche geregelt. Hierzu ist der Überhitzer mittels Gegengewichtes ausgeglichen und durch Gelenkrohre mit dem Dampfdom verbunden. Die oft schwer beweglichen Drehklappen und Schieber werden dadurch vermieden, und der herabgezogene Überhitzer läßt sich wie auch die Flammrohre in bequemster Weise reinigen.

Die Feuerung ist eine rauchverhütende Planrostfeuerung mit selbsttätiger Luftzuführung.

### 3. Dreiflammrohrkessel.

Einen solchen von der Firma H. Paucksch, A.-G., in Landsberg a. W. ausgeführten Kessel in Verbindung mit einem Überhitzer zeigen Fig. 651 und 652 [1]). Durch die Heizwirkung des dritten Flammrohres sowie die besondere Einführung des Speisewassers in den Kessel wird in der Längsrichtung desselben ein Wasserumlauf herbeigeführt, der nicht nur die Temperatur des Kesselwassers gleichmäßig hebt, sondern auch die Zeit für seine Erwärmung erheblich abkürzt, außerdem noch die Wärmeaufnahmefähigkeit erhöht.

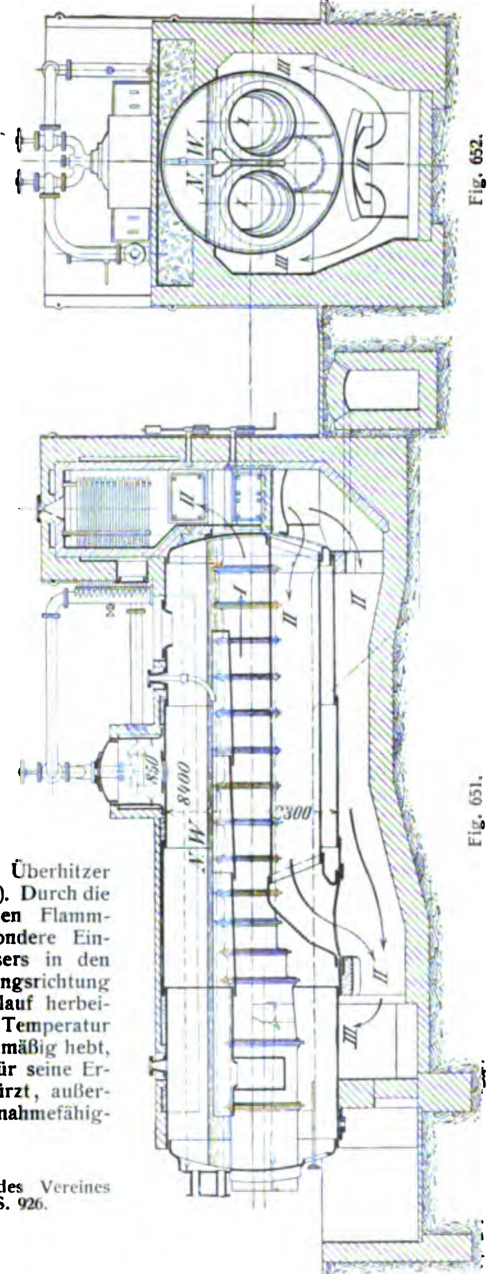


Fig. 652.

Fig. 651.

---

[1]) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 926.

Das dritte Flammrohr liegt unter den beiden anderen Flammrohren, durchsetzt den hinteren Boden und reicht bis auf etwa 1/3 der Kessellänge nach dem vorderen Boden heran, wo es durch einen Krümmer an den Kesselmantel anschließt. Diesem Rohre werden die aus beiden Feuerrohren kommenden Heizgase entweder zum Teil oder ganz zugeführt, wozu eine im Unterzuge vor dem Krümmer angeordnete Klappe dient.

Das Speisewasser strömt in eine oberhalb der beiden Feuerrohre liegende, an beiden Enden geschlossene Rinne und gelangt, nachdem es in derselben vorgewärmt ist, durch eine nach unten gekehrte Mündung an ihrem vorderen Ende in den Raum zwischen dem Krümmer und dem vorderen Kesselboden.

Die Dampfentwickelung des dritten Rohres und das in der Nähe des Krümmers niedersinkende Speisewasser bewirken nun, daß ein lebhafter Wasserumlauf eintritt, der hauptsächlich durch den Auftrieb der Dampfblasen erhalten wird, die von der Heizfläche des dritten Rohres emporsteigen.

Die Heizgase aus den beiden oberen Flammrohren können unmittelbar in den Überhitzer geleitet werden, worauf sie dann in das dritte Flammrohr und in den Unterzug treten.

Die Leistungsfähigkeit der Flammrohrkessel in bezug auf Dampferzeugung beträgt, je nach der Größe dieser Kessel, der Art der Verbrennung auf dem Roste und der Anzahl der Flammrohre, bei Kesseln mit glatten Flammrohren 15 bis 25, bei solchen mit abgesetzten Flammrohren 16 bis 30 kg/std für 1 qm Heizfläche.

Werden die Flammrohre mit eingeschweißten Galloway-rohren versehen, so erhöht sich ihre Leistungsfähigkeit um etwa 3%.

Bei Wellrohrkesseln können mit 1 qm Heizfläche 18 bis 25 kg/std Dampf erzeugt werden.

Nach Angabe der Firma H. Paucksch, A.-G., sind bei Versuchen mit einem Dreiflammrohrkessel der Fig. 651 und 652 ersichtlichen Bauart mit 1 qm Heizfläche desselben 30,3 kg Dampf von 100° aus Wasser von 0° erzeugt worden.

## d) Heizrohrkessel.

Im wesentlichen ist dieser Kessel ein Flammrohrkessel mit einer sehr großen Anzahl von kleinen Flammrohren. Fig. 653 und 654 zeigen einen Heizrohrkessel mit gewölbten Stirnböden und Unterfeuerung. Die Heizrohre sind in zwei Bündeln angeordnet, die zwischen sich einen Raum von mindestens 300 mm zum Befahren und Reinigen des Kessels frei lassen; sie sind ferner so zu legen, daß die Dampfblasen zwischen ihnen leicht aufsteigen können. Der Gesamtquerschnitt der Rohre, deren äußere Durchmesser $d$ zwischen 70 und 102 mm genommen werden, kann 1/6 bis 1/8 der gesamten Rostfläche, die Entfernung der Rohrmitten 1,25 $d$ bis 1,5 $d$ betragen. Weite Rohre sind des besseren Zuges wegen engen Rohren vorzuziehen, doch nutzen letztere die Wärme besser aus als erstere. Das Verhältnis des inneren Rohrdurchmessers zur Länge des Rohres nimmt man 1 : 20 bis 1 : 50, die Rohrlängen aber zumeist nicht über 5 m.

Die Stirnböden des Kessels sind durch eingeschraubte und eingewalzte, starkwandige Ankerrohre gegen etwaige Durchbiegungen verstrebt.

Zum Befahren des Kessels wie auch zum Herausstoßen von Schlamm und Kesselstein aus dem Kessel ist derselbe mit einem Schlamm- bezw. Einsteigestutzen versehen.

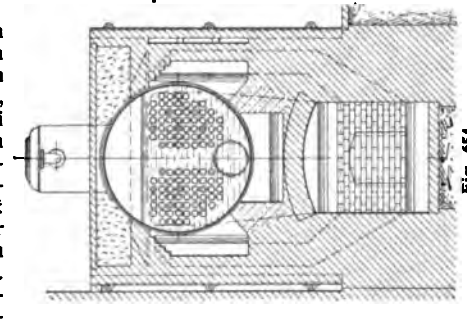


Fig. 654.

Die Heizgase ziehen zunächst unter dem Kessel entlang, strömen durch das Rohrbündel, darnach durch zwei Seitenzüge und den Fuchs in den Schornstein. Diese Zugführung führt leicht zu Undichtheiten der Rohre in der hinteren Stirnwand des Kessels. Besser ist die Anordnung der beiden Seitenzüge als zweiter Feuerzug und des Rohrbündels als dritter.

Ausgeführte Heizrohrkessel für 20 bis 200 qm Heizfläche haben Manteldurchmesser $D = 1200$ bis 2300 mm und Längen von 1800 bis 5000 mm. Die Anzahl der Heizrohre von 83 bis 80 mm äußerem Durchmesser beträgt 30 bis 130.

In Fällen, wo gutes Speisewasser zur Verfügung steht, sind Heizrohrkessel, namentlich für geringwertiges Brennmaterial, zu empfehlen. Die Dampferzeugung mit 1 qm Heizfläche soll jedoch 10 kg/std nicht übersteigen.

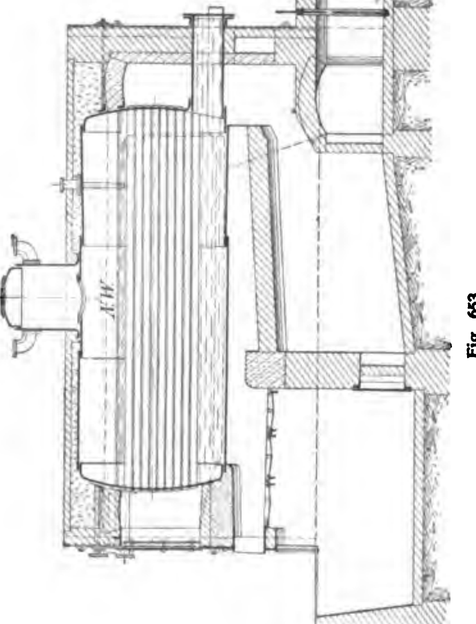


Fig. 653.

## e) Vereinigter Walzen- und Heizrohrkessel.

Der in Fig. 655 und 656 ersichtliche, von der Maschinen- und Dampfkesselfabrik F. L. Oschatz in Meerane i. S. für einen Betriebsüberdruck von 10 atm gebaute Kessel hat 246 qm Heizfläche. Der Röhrenkessel enthält 120 Rohre, und zwar

102 von 95/88 mm und 18 von 95/79,5 mm Durchmesser, von denen die letzteren an ihren Enden Gewinde tragen und zur Versteifung der Kesselböden in dieselben eingeschraubt sind.

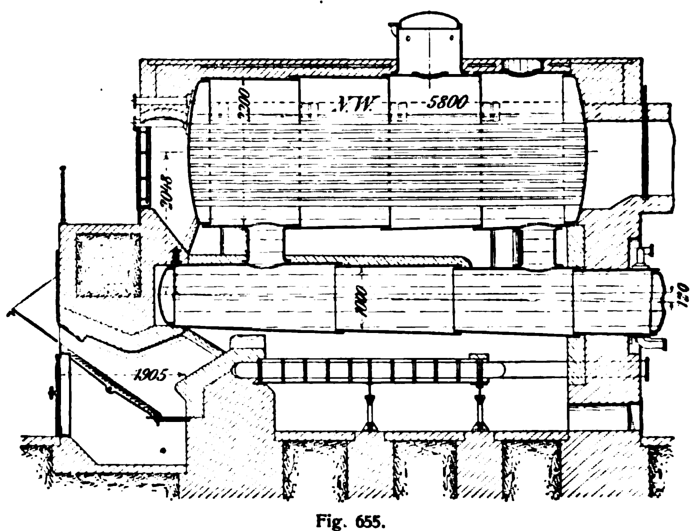



Fig. 655.

Die Rundnähte des Kesselmantels sind mit doppelter, die Längsnähte mit vierfacher Überlappungsnietung ausgeführt. Der Oberkessel

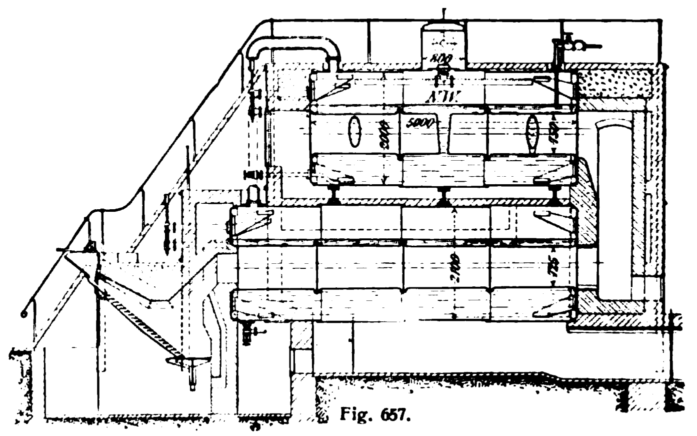



Fig. 657.

ist durch je zwei Stutzen von 500 mm lichter Weite mit den beiden nach hinten stark geneigten Unterkesseln (Siedern) verbunden.

Die Heizgase bestreichen zuerst die Unterkessel, dann den Oberkessel und ziehen schließlich durch die Heizrohre in den Schornstein.

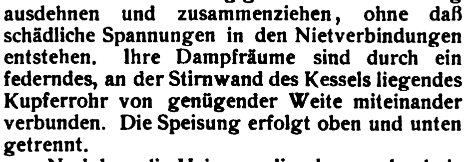
Um den Dampf zu trocknen und zu überhitzen, liegt hinter der Feuerbrücke — wagerecht unter den Siedern — ein aus Gußstahlröhren mit inneren Längs- und äußeren Rund- bezw. Längsrippen gebildeter Überhitzer.

Die mittlere Dampferzeugung des Kessels auf 1 qm Heizfläche wurde bei angestellten Versuchen zu 18,8 kg/std ermittelt. Als Brennmaterial diente Meuselwitzer Braunkohle, — eine weiche, erdige, im feuchten Zustande schmierige Kohle, welche die Anlage von Vorfeuerungen bedingt. Es wurden bei den Versuchen mit 1 kg dieser Kohle 2,46 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandelt. Für Dauerbetrieb dürfte es sich empfehlen, die Dampferzeugung nicht über 10 kg/std auf 1 qm Heizfläche zu steigern.

Fig. 656.

## f) Doppelflammrohrkessel.

Ein solcher von der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft, A.-G., in Dresden für 9 atm Überdruck gebauter Dampfkessel (Fig. 657 und 658) hat 95 qm Heizfläche. Beide Kessel können sich unabhängig voneinander beliebig



ausdehnen und zusammenziehen, ohne daß schädliche Spannungen in den Nietverbindungen entstehen. Ihre Dampfräume sind durch ein federndes, an der Stirnwand des Kessels liegendes Kupferrohr von genügender Weite miteinander verbunden. Die Speisung erfolgt oben und unten getrennt.

Nachdem die Heizgase die oberen, durch je drei Gallowayrohre versteiften Flammrohre verlassen haben, bestreichen sie beiderseits den Mantel des Oberkessels, dann, nach vorn zurückkehrend, die Seiten des Unterkessels und ziehen schließlich am Boden des letzteren entlang nach hinten in den Fuchs.

Die Abbildungen stellen den Kessel mit einer Treppenrostfeuerung dar, wie sie sich namentlich beim Verfeuern klarer Kohle als zweckmäßig erwiesen hat.

Fig. 658.



## g) Flammrohrkessel mit Heizrohren.

Einer der gebräuchlichsten Flammrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren ist der Lokomobilkessel. Fig. 659 zeigt einen solchen

Kessel, wie er für 6 bis 10 atm Dampfdruck in verschiedenen Größen gebaut wird. Um die Rohre (äußerer Durchmesser derselben etwa 51 bis 70 mm) von angesetztem Kesselstein reinigen zu können, sind dieselben mitsamt dem Flammrohr (Feuerbüchse) ausziehbar angeordnet.

Die Heizgase strömen von der Feuerbüchse durch die Heizrohre zur Rauchkammer, aus der sie durch einen Blechschornstein entweichen. Zuweilen legt man unter den Kessel noch einen gemauerten Zug, den die Heizgase durchstreichen, bevor sie zum Schornstein ziehen. Die Rauchkammer trägt in diesem Falle keinen Schornstein.

Mit 1 qm Heizfläche entwickeln die Kessel bei langsamer Verbrennung etwa 10 kg Dampf in einer Stunde. Sie sind bisher in den Größen von 5 bis 135 qm Heizfläche gebaut worden. Den Mantel-

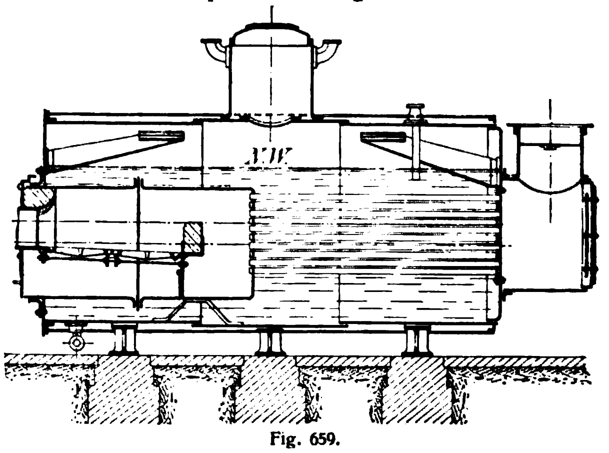


Fig. 659.

durchmesser $D$ findet man gewöhnlich mit 0,65 bis 2,2 m ausgeführt; die Länge des Mantels nimmt man 2,5 $D$ bis 3 $D$, den Durchmesser der Feuerbüchse etwa $d = \frac{2}{3} D$ und die Länge der letzteren etwa $2\,d$.

An Stelle der cylindrischen erhalten die Lokomobilkessel auch Feuerbüchsen von ovaler oder rechteckiger Gestalt.

Einen Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren zeigen Fig. 660 und 661.

Das Flammrohr mündet hinten in eine Feuerbüchse, von der aus eine größere Anzahl Heizrohre zu der vorderen Stirnwand gehen. Die aus den Heizrohren tretenden Heizgase ziehen unter dem Kessel entlang in den Schornstein. Da die Heizrohre dem direkten Feuer nicht ausgesetzt sind, kann der Kessel etwas mehr angestrengt werden als der vorbesprochene Lokomobilkessel, Mit 1 qm Heizfläche lassen sich an Dampf etwa 15 kg/std erzeugen.

### h) Vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel.

Fig. 662 und 663 stellen einen solchen von der Firma Moritz Jahr in Gera für 9 atm Überdruck gebauten Dampfkessel von 150 qm

Heizfläche mit zugehöriger E. Völckerscher Halbgasfeuerung dar. Der über dem Flammrohrkessel liegende Heizrohrkessel hat 82 Rohre von 89 mm Durchmesser. Ober- und Unterkessel haben gewölbte Böden, doppelte Rund- und dreifache Längsnähte; ihre Dampfräume stehen durch ein weites Rohr miteinander in Verbindung. Das Wasser wird zumeist durch das obere Speiseventil zugeführt, weshalb Unter und Oberkessel durch ein Überlaufrohr verbunden sind. Der Unterkessel kann aber auch durch ein besonderes Ventil gespeist werden. Die Verbindungsrohre der Dampf- und Wasserräume gehen durch den gemeinschaftlichen Verbindungstutzen. Zur Entfernung der Ablagerungen (Flugasche) aus den Flammrohren dient ein Dampf-Flugaschenräumer. Die Heizgase ziehen durch die Flammrohre des Unterkessels, die Heizrohre des Oberkessels, umspülen den Mantel des Ober- und Unterkessels und entweichen sodann durch den Fuchs in den Schornstein.

Fig. 661.

Fig. 660.

Bei langsamer Verbrennung kann mit 1 qm Heizfläche etwa 13 kg Dampf in der Stunde erzeugt werden.

Die Kessel werden bis zu 300 qm Heizfläche und bis zu 10 atm, in mittleren Größen bis zu 12 atm Überdruck ausgeführt.

Der Fig. 664 und 665 ersichtliche Flammrohr- und Heizrohrkessel (Bauart Dupuis) der Firma Otto Hentschel in Grimma besteht aus einem vorderen liegenden Seitrohrkessel und einem dahinter angeordneten stehenden Heizrohrkessel mit 159 Rohren von 63 mm äußerem Durchmesser. Beide Kessel stehen durch einen in Wasserstandshöhe gelegenen und einen an tiefster Stelle angebrachten Stutzen miteinander in Verbindung.

Die Heizgase durchströmen das Flammrohr des Vorderkessels, umspülen dessen Mantel, dann denjenigen des stehenden Heizrohrkessels und ziehen durch die Rohre desselben in den Schornstein. Durch die Anordnung des Rohrbündels vor dem Dampfentnahmerohr soll der Dampf schwach überhitzt bezw. getrocknet werden. Der Kessel hat 99,1 qm wasserberührte Heizfläche.

### i) Wasserrohrkessel.

Der grundsätzliche Unterschied der hierher gehörigen Kesselarten beruht in der Verbindung der Rohre miteinander. Diese kann durch

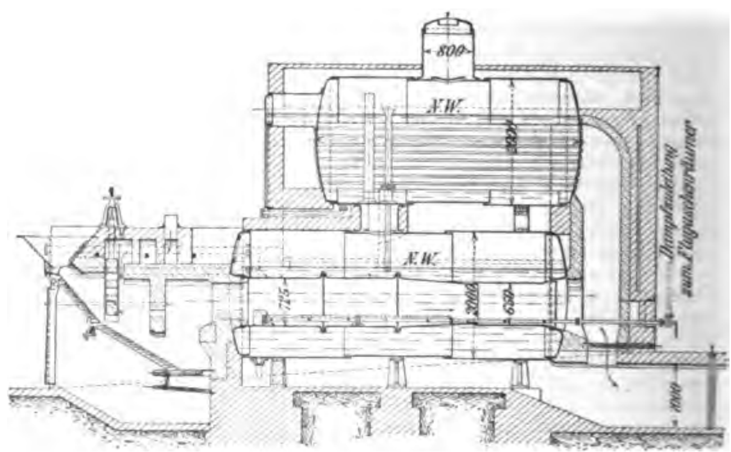



Fig. 662.

Kappen oder Krümmer oder durch gemeinsame Kammern, sog. Wasserkammern, erfolgen, wobei im letzteren Falle die Kammern entweder nur an einem Ende oder an beiden Enden der Rohre angeordnet sind.

Wasserrohrkessel mit Wasserkammern an beiden Enden der Rohre werden am häufigsten verwendet; sie kommen als Büttner-, Heine-, Humboldt-, Gehre-, Breda-, Simonis & Lanz-, Steinmüllerkessel u. s. w. in den Handel und werden zumeist noch mit einem oder zwei cylindrischen Oberkesseln von 1,0 bis 1,6 m Durchmesser ausgeführt.

Einen solchen, für 12 atm Überdruck gebauten sog. Schnellumlaufkessel der Firma Simonis & Lanz in Sachsenhausen bei Frankfurt a. M. zeigen Fig. 666 und 667. Der Kessel hat 247,5 qm wasserberührte Heizfläche und steht mit einem durch eine Klappe ausschaltbaren Überhitzer von 29,88 qm Heizfläche in Verbindung.

In die durch weite Stutzen mit den beiden Oberkesseln verbundenen Wasserkammern sind in 7 wagerechten Reihen 147 Rohre von 95 mm äußerem Durchmesser und 4800 mm Heizlänge eingewalzt, außerdem führen von der nach unten verlängerten hinteren Wasserkammer weitere 21 Rohre nach einem dem Rohrsystem vorgelagerten Sammler, der wiederum mit jedem Oberkessel durch einen Stutzen verbunden ist. Hierdurch wird, unabhängig von dem Umlaufstrom, der von der hinteren Wasserkammer durch das Rohrsystem geht, noch ein solcher nach dem Sammler bezw. dem Oberkessel durch die unterste Rohrreihe geschaffen. Diese der Einwirkung des Feuers am stärksten ausgesetzte Rohrreihe wird infolgedessen so außerordentlich gekühlt, daß nach Angabe der Erbauer

selbst bei einer durchschnittlichen Verdampfung von 30 kg/std auf 1 qm Heizfläche weder Verbiegungen noch Kesselsteinansatz darin vorkommen.

Die Oberkessel haben je 1200 mm inneren Durchmesser und 7000 mm Mantellänge; Längs- und Rundnähte sind doppelreihig genietet. Im Dampfdom jedes Kessels ist zum Zwecke der Wasserabscheidung ein cylindrischer Blechtopf mit mehreren Zwischenwänden untergebracht.

Der 2,3 m lange Rost wird durch zwei selbsttätige Beschickungsapparate bedient.

Derartige Kessel werden bis zu 350 qm Heizfläche und 15 atm Überdruck gebaut; sie können an Dampf auf 1 qm Heizfläche bei langsamer Verbrennung durchschnittlich 12 kg/std erzeugen.

Fig. 663.

## k) Zwergkessel.

Es sind dies kleine, zumeist nicht eingemauerte Kessel, die der Raumersparnis halber stehend gebaut und mit innerer Feuerung versehen werden. Hierher gehört u. a. der nach dem Erfinder benannte

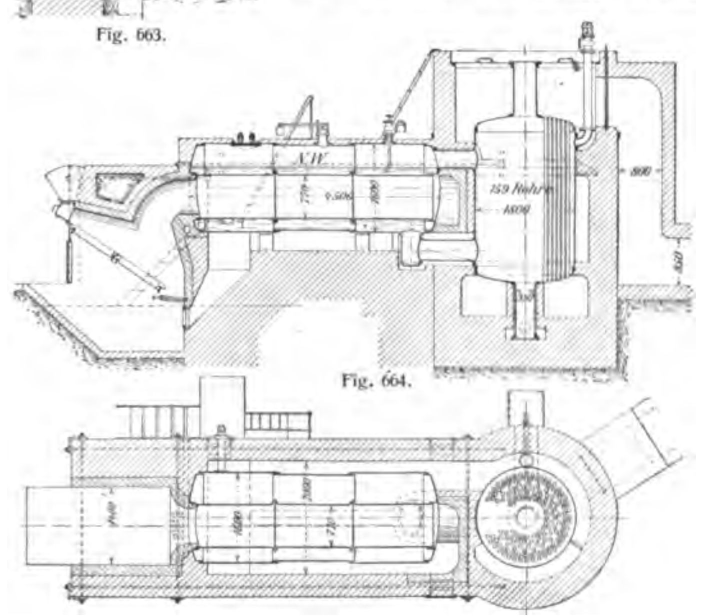


Fig. 664.

Fig. 665.

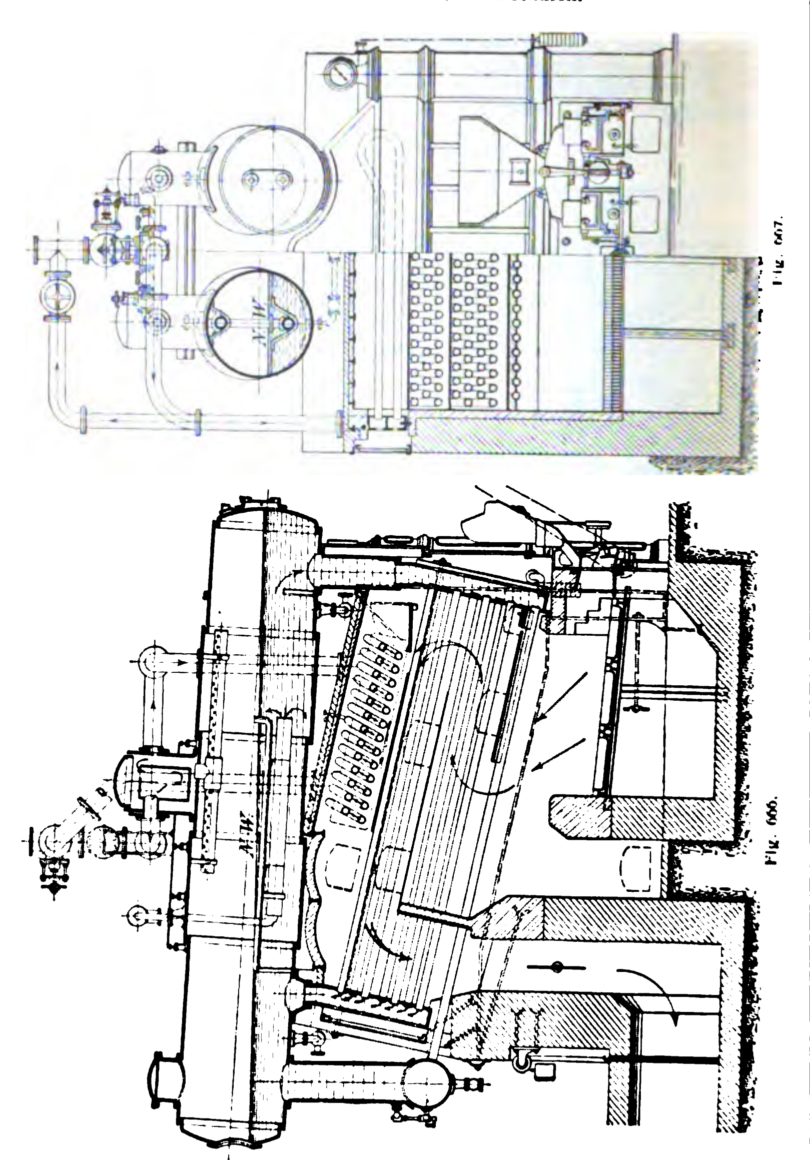


Fig. 667.

Fig. 666.

Fieldsche Kessel mit besonderer Feuerbüchse. In der Decke der letzteren hängen eine Anzahl an ihren unteren Enden geschlossene Rohre, die von den Heizgasen umspült werden. In diese Rohre sind engere, oben trichterförmig erweiterte und unten offene Rohre aus dünnem Blech eingesetzt, in denen das Wasser niedersinkt, um dann beim Durchgange durch die ringförmigen Zwischenräume beider Rohre zu verdampfen. Es findet hierbei ein sehr lebhafter Wasserumlauf statt, der nicht nur die Dampfbildung verstärkt, sondern auch das Ansetzen von Kesselstein in den Rohren bis zu einem gewissen Grade verhindert.

In größeren Abmessungen, und gewissermaßen den Übergang von

Fig. 668.

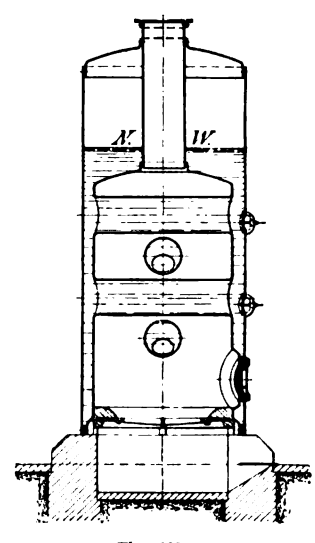


Fig. 669.

Kesseln mit größerem Wasserraum zu den Zwergkesseln bildend, finden stehende Feuerbüchsenkessel mit senkrecht oder wagerecht angeordneten Heiz- bezw. Wasserrohren Verwendung.

Fig. 668 zeigt einen Heizrohrkessel, dessen Grundfläche für 1 qm Heizfläche etwa 0,065 bis 0,1 qm beträgt. Die Rohre sind einerseits in der Feuerbüchsdecke, anderseits in der oberen Bodenplatte eingezogen und umgebördelt; sie lassen sich nach Abnahme der Rauch-

kammerdecke bequem reinigen, wohingegen die Reinigung des Wasserraumes — insbesondere der in diesem liegenden Feuerbüchsdecke — unbequem ist.

Der in Fig. 669 dargestellte Wasserrohrkessel (Lachapelle-Kessel) besitzt vier (zuweilen nur zwei oder drei) mit der Feuerbüchse durch Schweißung verbundene Quersieder von etwa 200 bis 400 mm Durchmesser; um dieselben reinigen zu können, sind im äußeren Kesselmantel besondere Verschlüsse angebracht. An die Stelle jedes Quersieders wird auch zuweilen ein Rohrbündel von fünf etwa 60 bis 70 mm weiten Rohren gesetzt, die dann durch Auswalzen und Verstemmen in der Feuerbüchse befestigt werden.

## C. Material der Dampfkessel.

Je nachdem die Bleche, aus denen ein Kessel zusammengesetzt ist. aus Schweißeisen oder aus Flußeisen bestehen, erhalten sie entsprechende Qualitätsbezeichnungen. Die aus Schweißeisen gefertigten Kesselbleche werden, wenn sie in die Nähe des Feuerraumes zu liegen kommen oder gebördelt oder gekrempelt werden, als Feuer- bezw. als Bördelbleche bezeichnet. Die anderen Teile der Kesselwandung dürfen aus Mantelblech gefertigt werden.

Nach den Grundsätzen für die Berechnung der Materialstärken neuer Dampfkessel (Hamburger Normen 1898), sind nachstehende Normalziffern für die Zerreißfestigkeit (in kg/qmm), die Dehnung und die sog. Qualitätsziffer (eine Zahl, die aus der Addition der Zerreißfestigkeit in kg/qmm und der Dehnung in Prozenten entsteht) für die aus Schweißeisen gefertigten Kesselbleche und Winkeleisen vorgeschrieben.

| | Zerreißfestigkeit in kg/qmm | | Dehnung | | Qualitätsziffer | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Langfaser | Querfaser | Langfaser | Querfaser | Langfaser | Querfaser |
| Feuerblech | 36 | 34 | 20 % | 15 % | 56 | 49 |
| Bördelblech | 35 | 33 | 15 % | 12 % | 50 | 45 |
| Mantelblech | 33 | 30 | 10 % | 8 % | 43 | 38 |
| Winkeleisen | 36 | — | 16 % | — | 52 | — |

Die Zerreißfestigkeit darf jedoch bei allen drei Blechqualitäten 40 kg/mm nicht überschreiten.

Bleche über 25 mm Dicke pflegen weniger Zerreißfestigkeit auf 1 qmm zu haben, als aus derselben Materialqualität gefertigte Bleche unter 25 mm Dicke, und zwar rechnet man, daß auf je 2 mm Vergrößerung der Blechdicke s die Festigkeit um 0,5 kg/mm abnimmt. Demgemäß wird man bei Verwendung von Blechen über 25 mm Dicke den Ausfall an Festigkeit durch die Wahl einer besseren Blechqualität auszugleichen haben.

Für die aus Flußeisen gefertigten Kesselbleche und Winkeleisen werden folgende Qualitäten unterschieden, für die die beistehenden Ziffern maßgebend sind [1].

| | Zerreißfestigkeit in kg/qmm | Dehnung | Qualitätsziffer |
|---|---|---|---|
| | Lang- und Querfaser | Lang- und Querfaser | Lang- und Querfaser |
| Feuerblech | 34—40 | mindestens 25% | 62 |
| Mantelblech I | 36—42 | „ 22% | 61 |
| Mantelblech II | 39—45 bei $s$ bis 24 mm; 38—44 „ $s \geq 24$ „ | „ 20% | 60 |
| Winkeleisen (für Langfaser) | 37—44 | „ 20% | 60 |

Aus Mantelblech II dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, die mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen.

Aus Mantelblech I dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, die nicht im ersten Feuerzuge liegen.

Alle übrigen Teile der Kesselwandungen einschließlich derjenigen, die gebördelt werden, sind aus Feuerblech herzustellen.

## D. Berechnung der Blechstärken der Dampfkessel

auf Grund der Hamburger Normen 1898.

### a) Cylindrische Dampfkesselwandungen mit innerem Überdrucke.

Die Wandstärken $s$ (in cm) neuer Dampfkessel sind so zu bemessen, daß (bei dem höchsten Betriebsüberdrucke) die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $1/4{,}5$ der Zugfestigkeit $K_z$ beträgt.

Bei Anwendung doppelt gelaschter Nähte darf die Zugspannung bis zu $1/4$ der Zugfestigkeit des Bleches betragen [2].

Hiernach kann, wenn noch

- $p$ den größten Betriebsüberdruck in kg/qcm,
- $D$ den inneren Durchmesser des Kessels in cm,
- $K_z$ die Zugfestigkeit des Materials in kg/qcm, } (s. vorstehend)
- $x = 4{,}5$ bezw. bis 4 den Sicherheitsgrad gegen Zerreißen, } (s. vorstehend)
- $\varphi$ das Verhältnis der Festigkeit der Nietnaht zu der des vollen Bleches

bezeichnet, gesetzt werden (vergl. S. 80)

$$s = D \frac{p x}{2 K_z \varphi} \quad \text{oder} \quad p = K_z \frac{2 s \varphi}{D x}.$$

---

[1] Die Qualitätsziffer muß bei allen Blechen und Winkeleisen stets erreicht, die Maximalfestigkeit darf jedoch nicht überschritten werden. Beträgt z. B. die Zerreißfestigkeit eines Feuerbleches nur 34 kg/qmm, so muß sich die Dehnung auf mindestens 28% beziffern.

[2] In Preußen sind zurzeit noch statt $1/4{,}5$ und $1/4$ durch den Ministerialerlaß vom 28. November 1897 $1/5$ und $1/4{,}5$ vorgeschrieben.

Die Blechdicke darf indes nie geringer als 0,7 cm genommen werden.

Es ist zu erwägen, ob je nach den örtlichen Betriebseinflüssen ein Zuschlag (von 0,1 bis 0,3 cm und mehr) zu machen ist; notwendig ist ein solcher, wenn die Rechnung eine Blechdicke unter 1 cm ergibt.

Für $\varphi$ kann bei Dampfkesselmänteln mit ein-, zwei- und dreireihiger Überlappungsnietung gesetzt werden bezw. $\varphi = 0,56$, 0,70 und 0,75.

Die Festigkeit gut und mittels Überlappung geschweißter Nähte kann zu 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt werden.

Rechnungsvorgang. Es wird $s$ bestimmt, dann unter Annahme einer bestimmten Längsnietung die Nietstärke $d$ bezw. $\frac{d^2 \pi}{4}$, die Teilung $t$ und hierauf untersucht, ob die zulässige Belastung der Niete für 1 qcm Querschnitt derselben nicht überschritten wird (vergl. „Dampfkesselnietungen", S. 77 u. ff.).

### b) Dampfkessel-Flammrohre mit äußerem Überdrucke.

Bezeichnet

$d$ den inneren Durchmesser des Flammrohres in cm,

$l$ die Länge des Flammrohres oder die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen voneinander in cm — als wirksame Versteifungen gelten neben den Stirnplatten vorzugsweise Winkeleisenringe (Abstand des Ringes vom Flammrohre 25 bis 30 mm), Flanschverbindung der einzelnen Flammrohrschüsse mit zwischengelegtem Flacheisenring (s. Fig. 641 und 642), Gallowayrohre (s. Oberkessel in Fig. 657 und 658; u. a. —,

dann kann nach C. v. Bach für die Blechdicke (in cm)

$$s = \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{l}{l + d}}\right) + c$$

gesetzt werden; hierin bedeutet noch

$a = 100$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 80$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht } bei liegenden Flammrohren.

$a = 70$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 50$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht } bei stehenden Flammrohren.

$c$ einen Zuschlag, der mit entsprechenden Abrundungen zu setzen ist

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $c =$ | 0.15 | 0,1 | 0,05 | 0 cm, |
| je nachdem $p =$ | 0 bis 5 | 6 | 7 | über 7 kg/qcm. |

Die Länge $l$ der Rohrstrecken, die von Quersiedern (Gallowayrohren) durchdrungen werden, kann man wie folgt annehmen:

bei der Rohrstrecke $a$ (Fig. 670)

$l = l_1 + 0,5\, l_2$, sofern $l_1$ die größere Strecke,

bei der Rohrstrecke *b*

$$l = l_1 + l_2, \text{ bezw. } l = l_3 + l_2, \text{ je nachdem } l_1 \gtrless l_3,$$

bei der Rohrstrecke *c* (Fig. 671)

$$l = l_1 + l_2,$$

bei der Rohrstrecke *d*

$$l = l_2 + l_3, \text{ bezw. } l = l_3 + l_4.$$

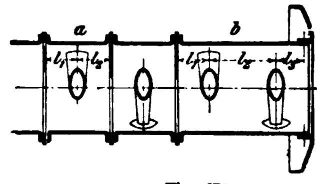



Fig. 670.

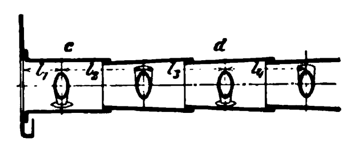



Fig. 671.

Sind mit Rücksicht auf die Größe, die Befestigungsweise, den Durchdringungsort des Querrohres u. s. w. Zweifel vorhanden, ob dasselbe in ausreichendem Maße versteifend einwirkt, so ist zu empfehlen, für $l$ die volle Länge einzusetzen, also von einer rechnungsmäßigen Berücksichtigung der versteifenden Wirkung der Quersieder abzusehen.

Wellrohre (nach Fox und nach Morison, s. Fig. 645 und 646) und gerippte Rohre (Fig. 672), letztere mit 9″ engl. Rippenentfernungen sind nach $s = \frac{p\,d}{1000} + c$ zu berechnen, worin $c = 0{,}1$ bis $0{,}3$ cm zu setzen ist.

Auch hier ist die Blechdicke $s \geqq 0{,}7$ cm zu nehmen.

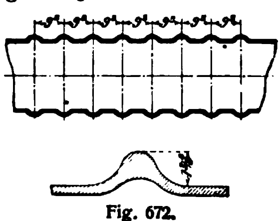


Fig. 672.

## c) Blechdicken ebener Wandungen.

### 1. Ebene Platten.

st

$s$ die Blechdicke in cm,
$p$ der größte Betriebsüberdruck in kg/qcm,
$e$ der Abstand der Stehbolzen oder Anker voneinander in cm,
$K_z$ die Zugfestigkeit des Materials in kg/qcm,
$c = 1{,}323$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt oder vernietet sind;
$c = 1{,}0314$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und außen mit einer Mutter versehen sind;
$c = 0{,}9774$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und innen und außen mit Muttern und Unterlagscheiben versehen sind, deren Durchmesser wenigstens dem 0,4fachen der Entfernung $e$ zwischen den Stehbolzen- oder Ankerreihen gleichkommt. Die Dicke der Unterlagscheiben muß dann mindestens das $^2/_3$fache der Plattendicke $s$ betragen

und ist noch zu erhöhen, wenn der Durchmesser der Scheiben mehr als das $1^1/_2$ fache des über die Ecken gemessenen Durchmessers der Muttern beträgt;

$c =$ 0,8658, wenn die Stehbolzen oder Anker zu beiden Seiten der Platte mit Muttern und Unterlagscheiben versehen und die äußeren Unterlagscheiben mit der Platte vernietet sind, die Dicke der äußeren Unterlagscheiben mindestens das $^3/_4$ fache der Plattendicke $s$ beträgt und ihr Durchmesser wenigstens dem 0,6 fachen der Entfernung $e$ zwischen den Stehbolzen- oder Ankerreihen gleichkommt; dann ist

$$s = 0{,}15 + e\sqrt{\frac{p\,c}{K_z}} \text{ oder } p = \frac{(s - 0{,}15)^2\,K_z}{e^2\,c}.$$

2. Gekrempte flache Böden.

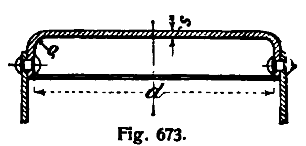


Fig. 673.

Bedeutung von $s, p$ und $K_z$ s. vorst. unter 1.; ist außerdem in Fig. 673

$d$ der innere Durchmesser des Bodens in cm,

$\rho$ der innere Wölbungshalbmesser der Krempung in cm,

so ist nach C. v. Bach

$$s = \sqrt{\frac{3}{8}\,\frac{p}{K_z}}\left[d - \rho\left(1 + \frac{2\rho}{d}\right)\right] \text{ oder } p = \frac{8}{3}\,K_z\left[\frac{s}{d - \rho\left(1 + \frac{2\rho}{d}\right)}\right]^2.$$

### d) Blechdicken gewölbter voller Böden ohne Verankerung.

Wirkt der Druck im Innern der Wölbung, und ist

$s$ die Blechdicke in cm,
$p$ der größte Betriebsüberdruck in kg/qcm,
$R$ der Halbmesser des inneren Wölbungskreises in cm,
$K_z$ die zulässige Beanspruchung des Bleches in kg/qcm, und zwar

$K_z$ bis zu 450 kg/qcm für Schweißeisen,
„ „ 600 „ „ Flußeisen,
„ „ 250 „ „ Kupfer,

so ergibt sich

$$s = \frac{p\,R}{2\,K_z} \text{ oder } p = \frac{2\,s\,K_z}{R}.$$

Ebene Kesselböden werden, sofern sie nicht genügend durch Flammrohre oder Heizrohre gehalten werden, gegen Formveränderungen u. s. w. durch schmiedeiserne Anker oder Blechwinkel, die einerseits am Kesselmantel, anderseits am Kesselboden angenietet werden, geschützt.

Ausschnitte in der Kesselwandung, wie sie für Mannlöcher. Dampfdome, Putzöffnungen u. s. w. nötig werden, schwächen die Wand

und können bei größeren Abmessungen ein Reißen des Bleches hervorbringen. Um diesem zu begegnen, ist die entstandene Schwächung der Wand durch Aufnieten eines Verstärkungsringes wieder auszugleichen.

## E. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

(Erlaß des Bundesrates auf Grund des § 24 der Reichs-Gewerbeordnung, gemäß Bekanntmachung des Reichskanzlers vom 5 August 1890.)

### I. Bau der Dampfkessel.

§ 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Siederöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet.

§ 2. Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstande von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Dieser Minimalabstand muß für Kessel auf Fluß- und Landseeschiffen bei einem Neigungswinkel der Schiffsbreite gegen die Horizontalebene von 4 Grad, für Kessel auf Seeschiffen bei einem Neigungswinkel von 8 Grad noch gewahrt sein.

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraume in Berührung stehenden Teiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. — Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampfe bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so groß ist als die Fläche des Feuerrostes.

### II. Ausrüstung der Dampfkessel.

§ 3. An jedem Dampfkessel muß ein Speiseventil angebracht sein, welches bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

§ 4. Jeder Dampfkessel muß mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich imstande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

§ 5. Jeder Dampfkessel muß mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Inneren des Kessels haben, es sei denn,

daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt hergestellt ist.

§ 6. Werden Probierhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probierhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann.

§ 7. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerke durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen. — An der Außenwand jedes Dampfschiffskessels ist die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise kenntlich zu machen; ferner sind an derselben zwei Wasserstandsgläser in einer zur Längsrichtung des Schiffes normalen Ebene, in gleicher Höhe, symmetrisch zur Kesselmitte und möglichst weit von ihr nach rechts und links abstehend, anzubringen. Durch das hierdurch bei Dampfschiffskesseln geforderte zweite Wasserstandsglas wird die im § 5 angeordnete zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes nicht entbehrlich gemacht.

§ 8. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein.

Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie nicht einzeln abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile.

Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben. Bei Dampfschiffskesseln, mit Ausschluß derjenigen auf Seeschiffen, ist dem einen Ventil eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Verdeck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten höchsten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

§ 9. An jedem Dampfkessel muß ein zuverlässiges Manometer angebracht sein, an welchem die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist.

An Dampfschiffskesseln müssen zwei dergleichen Manometer angebracht werden, von denen sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere (mit Ausnahme der Seeschiffe) auf dem Verdeck an einer für die Beobachtung bequemen Stelle befindet. Sind auf einem Dampfschiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampfräume miteinander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer den an den einzelnen Kesseln befindlichen Manometern auf dem Verdeck ein Manometer angebracht ist.

§ 10. An jedem Dampfkessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung, bei Dampfschiffskesseln außerdem die Maßziffer des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, welches mit Kupfernieten so am Kessel befestigt ist, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

## III. Prüfung der Dampfkessel.

§ 11. Jeder neu aufzustellende Dampfkessel muß nach seiner letzten Zusammensetzung vor der Einmauerung oder Ummantelung unter Verschluß sämtlicher Öffnungen mit Wasserdruck geprüft werden (Druckprobe).

Die Prüfung erfolgt bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 atm Überdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Überdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Überdruck um 5 atm übersteigt. Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von 1 kg/qcm verstanden.

Die Kesselwandungen müssen dem Probedrucke widerstehen, ohne eine bleibende Veränderung ihrer Form zu zeigen und ohne undicht zu werden. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem höchsten Drucke in anderer Form als der von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen dringt.

Nachdem die Prüfung mit befriedigendem Erfolge stattgefunden hat, sind von dem Beamten oder staatlich ermächtigten Sachverständigen, welcher dieselbe vorgenommen hat, die Niete, mit welchen das Fabrikschild am Kessel befestigt ist (§ 10), mit einem Stempel zu versehen. Dieser ist in der über die Prüfung aufzunehmenden Verhandlung (Prüfungszeugnis) zum Abdruck zu bringen.

§ 12. Wenn Dampfkessel eine Ausbesserung in der Kesselfabrik erfahren haben, oder wenn sie behufs der Ausbesserung an der Betriebsstätte ganz bloßgelegt worden sind, so müssen sie in gleicher Weise, wie neu aufzustellende Kessel, der Prüfung mittels Wasserdruckes unterworfen werden.

Wenn bei Kesseln mit innerem Feuerrohre ein solches Rohr und bei den nach Art der Lokomotivkessel gebauten Kesseln die Feuerbüchse behufs Ausbesserung oder Erneuerung herausgenommen, oder wenn bei cylindrischen und Siedekesseln eine oder mehrere Platten neu eingezogen werden, so ist nach der Ausbesserung oder Erneuerung ebenfalls die Prüfung mittels Wasserdruckes vorzunehmen. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es hier nicht.

§ 13. Prüfungsmanometer. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck darf nur durch ein genügend hohes offenes Quecksilbermanometer oder durch das von dem prüfenden Beamten geführte amtliche Manometer festgestellt werden.

An jedem Dampfkessel muß sich eine Einrichtung befinden, welche dem prüfenden Beamten die Anbringung des amtlichen Manometers gestattet.

## IV. Aufstellung der Dampfkessel.

§ 14. Aufstellungsort. Dampfkessel, welche für mehr als sechs Atmosphären Überdruck bestimmt sind, und solche, bei welchen das Produkt aus der feuerberührten Fläche in Quadratmeter und der

Dampfspannung in Atmosphären Überdruck mehr als dreißig beträgt, dürfen unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, nicht aufgestellt werden. Innerhalb solcher Räume ist ihre Aufstellung unzulässig, wenn dieselben überwölbt oder mit fester Balkendecke versehen sind.

An jedem Dampfkessel, welcher unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, aufgestellt wird, muß die Feuerung so eingerichtet sein, daß die Einwirkung des Feuers auf den Kessel sofort gehemmt werden kann.

Dampfkessel, welche aus Sicderöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, und solche, welche in Bergwerken unterirdisch oder in Schiffen aufgestellt werden, unterliegen diesen Bestimmungen nicht.

§ 15. Kesselmauerung. Zwischen dem Mauerwerke, welches den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschließt, und den dasselbe umgebenden Wänden muß ein Zwischenraum von mindestens 8 cm verbleiben, welcher oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf.

## V. Bewegliche Dampfkessel (Lokomobilen)[1].

§ 16. Bei jedem Dampfentwickler, welcher als beweglicher Dampfkessel (Lokomobile) zum Betrieb an wechselnden Betriebsstätten benutzt werden soll, müssen sich befinden:

1. Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung (Genehmigungsurkunde), welche die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält und mit einer Beschreibung und maßstäblichen Zeichnung, dem Prüfungszeugnis (§ 11 Abs. 4), der im § 24 Abs. 3 der Gewerbeordnung vorgeschriebenen Bescheinigung und einem Vermerke über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile verbunden ist.

2. Ein Revisionsbuch, welches die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält. Die Bescheinigungen über die Vornahme der im § 12 vorgeschriebenen Prüfungen und der periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder demselben beigefügt sein.

Die Genehmigungsurkunde und das Revisionsbuch sind an der Betriebstätte des Kessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen.

§ 17. Als bewegliche Dampfkessel dürfen nur solche Dampfentwickler betrieben werden, zu deren Aufstellung und Inbetriebnahme die Herstellung von Mauerwerk, welches den Kessel umgibt, nicht erforderlich ist.

§ 18. Die Bestimmungen der §§ 16 und 17 treten außer Anwendung, wenn ein beweglicher Dampfkessel an einem Betriebsorte zu dauernder Benutzung aufgestellt wird.

## VI. Dampfschiffskessel.

§ 19. Die Bestimmungen des § 16 finden auf jeden mit einem Schiffe dauernd verbundenen Dampfkessel (Dampfschiffskessel) mit der

[1]) Laut Erlaß des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten vom Oktober 1891 sind die Kessel von Schiebebühnen, fahrbaren Dampfkranen, Heizwagen für Personenzüge, Hilfsdampferzeuger für Wasserstationen (vorübergehend) als bewegliche Dampfkessel anzusehen.

Maßgabe Anwendung, daß die vorgeschriebene maßstäbliche Zeichnung sich auf den Schiffsteil, in welchem der Kessel eingebaut oder aufgestellt ist, zu erstrecken hat.

### VII. Allgemeine Bestimmungen.

§ 20. Wenn Dampfkesselanlagen, die sich zurzeit bereits im Betriebe befinden und den vorstehenden Bestimmungen aber nicht entsprechen, eine Veränderung der Betriebsstätte erfahren sollen, so kann bei deren Genehmigung eine Abänderung in dem Bau der Kessel nach Maßgabe der §§ 1 und 2 nicht gefordert werden. Im übrigen finden die vorstehenden Bestimmungen auch für solche Fälle Anwendung.

§ 21. Die Centralbehörden der einzelnen Bundesstaaten sind befugt, in einzelnen Fällen von der Beachtung der vorstehenden Bestimmungen zu entbinden.

§ 22. Die vorstehenden Bestimmungen finden keine Anwendung: 1. auf Kochgefäße, in welchen mittels Dampfes, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, gekocht wird; 2. auf Dampfüberhitzer oder Behälter, in welchen Dampf, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird; 3. auf Kochkessel, in welchen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, wofern dieselben mit der Atmosphäre durch ein unverschließbares, in den Wasserraum hinabreichendes Standrohr von nicht über 5 m Höhe und mindestens 8 cm Weite oder durch eine andere von der Centralbehörde des Bundesstaates genehmigte Sicherheitsvorrichtung verbunden sind.

§ 23. In bezug auf die Kessel der Eisenbahnlokomotiven gelten die Bestimmungen der Betriebsordnung für die Haupteisenbahnen Deutschlands, sowie die der Bahnordnung für die Nebeneisenbahnen Deutschlands.

## F. Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen,

aufgestellt vom Vereine deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkessel-Überwachungsvereine und dem Vereine deutscher Maschinenbauanstalten im Jahre 1899.

### Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen Normen von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zwecke ist es erforderlich, daß alle Angaben einheitlich nach Maßgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Übung besitzen. Sie sollen mit Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht erfordern wird, daß die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen[1]). Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäßer Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

## I. Allgemeine Bestimmungen.

### α) Gegenstand der Untersuchungen.

1. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfkessselanlage kann sein:
   a) die Menge des stündlich auf 1 qm Heizfläche erzeugten Dampfes;
   b) die Verdampfungszahl, d. h. die Anzahl der Kilogramme Wasser von bestimmter Temperatur, die durch 1 kg näher bezeichneten Brennstoffes in Dampf von gewisser Spannung und Temperatur verwandelt werden (Brennstoffverbrauch);
   c) der Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage, d. h. das Verhältnis der an den Inhalt des Dampfkessels abgegebenen Wärmemenge zu dem Heizwerte des verbrauchten Brennstoffes;
   d) die einzelnen in der Dampfkesselanlage stattfindenden Wärmeverluste.
   e) die Schwankungen der Umlaufzahlen bei wechselnder Belastung.

   Bemerkung. Bei Überhitzern und Vorwärmern, welche keinen Bestandteil des zu untersuchenden Dampfkessels bilden, jedoch von derselben Wärmequelle geheizt werden, sind auch deren Leistungen festzustellen, jedoch getrennt von denen des Dampfkessels.

2. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfmaschine kann sein:
   a) die indizierte Arbeit und die Nntzarbeit;
   b) der mechanische Wirkungsgrad, d h. das Verhältnis der Nutzarbeit zur indizierten Arbeit;
   c) der Dampfverbrauch für 1 Pferdestärken-Stunde (1 PS/std);
   d) der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes;

   Bemerkung. Sollen Dampfkessel und Dampfmaschinen nicht bloß in bezug auf ihre Leistung, sondern auch nach anderen Richtungen beurteilt werden, so ist die Anlage in ihren einzelnen Teilen einer besonderen Durchsicht zu unterwerfen. Die Rücksichten auf Dauerhaftigkeit und Betriebssicherheit bestimmen in erster Linie den hierbei anzulegenden Maßstab. Bei Dampfmaschinen ist überdies dem Ölverbrauch Beachtung zu schenken.

---

[1]) Zu diesem Zwecke werden die den Normen beigefügten Vordrucke zur Anwendung empfohlen.

### β) Zahl und Dauer der Untersuchungen; zulässige Schwankungen.

3. Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage- und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien maßgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäß Nr. 4 bis 6 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

4. Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hilfskräfte anzuweisen, empfiehlt es sich, Versuche anzustellen.

5. Für Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind mindestens zwei Versuche hintereinander auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht um mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Aus den Versuchen mit annähernd gleichen Ergebnissen wird der Mittelwert als endgültig angenommen.

6. Handelt es sich um die Ermittelung des Brennstoffverbrauches, so ist ein Versuch von mindestens 10stündiger Dauer, handelt es sich um die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes, so ist ein Versuch von mindestens 8stündiger Dauer zu machen.

Eine kürzere Dauer — beim Brennstoffverbrauch von mindestens 8, beim Dampfverbrauch von mindestens 6 std — ist zulässig, wenn die zu untersuchende Anlage durchaus gleichmäßig beansprucht wird.

Wird die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes durch Oberflächenkondensation festgestellt, so genügt ein kürzerer Versuch, dessen Dauer nach den Schwankungen des Betriebes zu bemessen ist.

Soll lediglich der mechanische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine festgestellt werden, so genügen Versuche von kurzer Dauer.

Bei den vorstehenden Zeitangaben ist vorausgesetzt, daß keine Unterbrechung oder Störung des Versuches stattfindet.

7. Wie weit von der zugesagten Leistung abgewichen werden darf, ohne die Zusage als verletzt erscheinen zu lassen, ist vor den Versuchen (sei es im Lieferungsvertrage, sei es bei Aufstellung des Versuchsplanes) zu vereinbaren. Ist keine andere Vereinbarung getroffen, so gilt die Zusage noch als erfüllt, wenn die durch den Versuch ermittelte Zahl um nicht mehr als 5% ungünstiger ist als die zugesicherte Zahl. Innerhalb derselben Grenzen muß der zugesicherte Verbrauch an Brennstoff oder Dampf auch dann noch innegehalten werden, wenn bei Schwankungen während des Versuches die Belastung der Dampfmaschine im Mittel während des ganzen Versuches um nicht mehr als $\pm$ 75%, im einzelnen in der Regel um nicht mehr als $\pm$ 15% von der dem zugesicherten Brennstoff- oder Dampfverbrauch zugrunde gelegten Beanspruchung oder Belastung abgewichen ist.

Sind größere Schwankungen im einzelnen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflußt wird.

Bemerkung. Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, die Dampfmaschine mit derjenigen Nutzleistung arbeiten zu lassen,

auf welche sich die im Vertrage ausgesprochene Zusage bezieht, so empfiehlt es sich, auch für größere und kleinere Leistungen Zahlen des voraussichtlichen Dampfverbrauches in den Vertrag aufzunehmen. Dasselbe gilt sinngemäß auch für Dampfkessel.

Versuche mit festgestelltem Regulator sind zulässig; jedoch ist dies im Versuchsbericht zu erwähnen.

8. Unmittelbar nach Inbetriebnahme einer Anlage soll kein Abnahmeversuch ausgeführt werden; dem Lieferanten wird zu eigenen Vorversuchen und zu den etwa nötigen Verbesserungen eine Frist eingeräumt, deren Dauer und sonstige Bedingungen möglichst bei Abfassung des Lieferungsvertrages festzustellen sind.

### γ) Maße und Gewichte für die Berechnungen.

9. Alle Wärmemessungen (Wärmeeinheiten, Temperaturen) beziehen sich auf das 100teilige Thermometer (Celsius).

10. Ist ohne nähere Angabe vom Dampfdruck die Rede, so ist darunter stets der Überdruck über den Druck der Atmosphäre zu verstehen.

Spannungen, welche geringer sind als der Druck der Atmosphäre, werden als Vakuum angegeben. Man versteht unter Vakuum den Unterschied zwischen der atmosphärischen und der zu messenden Spannung, beide von 0 an gerechnet.

Die Maßeinheit für den Überdruck und für das Vakuum ist der Druck von 1 kg auf 1 qcm oder die metrische Atmosphäre.

Die absolute Dampfspannung erhält man, wenn man zum jeweiligen atmosphärischen Druck den Überdruck hinzurechnet, bezw. vom atmosphärischen Druck das Vakuum abzieht.

11. Die Zugstärke wird in mm Wassersäule angegeben.

12. Unter Heizfläche ist bei Dampfkesseln der Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Wasser berührten Wandungen zu verstehen. Sind noch andere Wandungen vorhanden, durch welche Wärme in den Dampfkessel übergeht, und sollen sie berücksichtigt werden, so ist deren von Heizgasen bespülte Fläche besonders anzugeben.

Alle Heizflächen sind auf der Feuerseite zu messen.

13. Der Heizwert ist auf 1 kg ursprünglichen Brennstoffes (ohne Abzug von Asche, Feuchtigkeit u. s. w)., bezogen in *WE*, anzugeben. Die Berechnung geschieht unter der Voraussetzung, daß der im Brennstoff enthaltene Wasserstoff zu dampfförmigem Wasser verbrennt, und daß auch die Feuchtigkeit des Brennstoffes dampfförmig wird.

14. Die Verdampfung durch 1 kg ursprünglichen Brennstoffes und die Verdampfung auf 1 qm Heizfläche sind auf Wasser von $0^0$ und trocken gesättigten Dampf von $100^0$ (637 *WE*) berechnet anzugeben.

15. Die für die Beurteilung der Dampfmaschine maßgebenden Spannungen und Temperaturen des einströmenden Dampfes sind unmittelbar vor dem Eintritt in die Dampfmaschine, diejenigen des ausströmenden Dampfes im Ausströmrohr unmittelbar nach dem Austritt aus dem Dampfcylinder zu messen.

16. Für die Leistung einer Dampfmaschine gilt als Maßeinheit die Pferdestärke = 75 sek/mkg. Falls keine weitere Bezeichnung an-

gegeben ist, versteht man darunter stets die Nutzleistung. Soll die indizierte Leistung gemeint sein, so ist dies ausdrücklich auszusprechen. Die Angabe des Dampfverbrauches dagegen bezieht sich, wenn nicht anders bestimmt ist, auf die indizierte Leistung.

Die Angabe in nominellen Pferdestärken ist unstatthaft.

17. Als Maß für die Nutzleistung der Dampfmaschine wird der Unterschied zwischen der indizierten Leistung bei der jeweiligen Belastung ($N_i$) und der Leistung beim Leerlauf ($N_o$), als Maß für den mechanischen Wirkungsgrad das Verhältnis dieses Unterschiedes zur indizierten Leistung angesehen

$$\left(\frac{N_i - N_o}{N_i}\right).$$

Hinsichtlich strenger Bestimmung der Nutzleistung und des mechanischen Wirkungsgrades vergl. Nr. 36.

18. Ist der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes zu berechnen, so gilt $0^0$ als Anfangstemperatur des Speisewassers.

## II. Ausführung der Untersuchungen.

19. Zu Anfang und zu Ende jedes Versuches sollen überall gleiche Verhältnisse vorhanden sein; Dampfkessel und Dampfmaschinen sollen sich während des ganzen Versuches im Beharrungszustande befinden.

20. Handelt es sich um die Bestimmung des erzeugten oder des verbrauchten Dampfes, so sind alle für den Versuch nicht zur Anwendung kommenden Dampf- und Wasserrohre vom Versuchskessel und der Versuchsmaschine abzusperren, am besten mittels Blindflansche, die möglichst nahe am Dampfkessel und der Dampfmaschine anzubringen sind.

### α) Untersuchung einer Dampfkesselanlage.

21. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen“ (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

22. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Heizfläche des Dampfkessels gemäß Nr. 12;
b) die von Heizgasen bespülten Überhitzer- und Vorwärmer-Heizflächen;
c) der Inhalt des Wasser- und Dampfraumes, der Speisewasservorwärmer und der von den Heizgasen geheizten Dampfüberhitzer;
d) die Verdampfungsoberfläche;

> Bemerkung. Die vorstehenden Angaben, insofern sie vom Wasserstand beeinflußt werden, müssen dem bei der Untersuchung tatsächlich beobachteten Wasserstande entsprechen.

e) die gesamte und die freie Rostfläche; die Größe etwaiger Schwelplatten ist besonders anzugeben;

f) der Querschnitt der Feuerzüge an den wesentlichen Stellen;
g) der mittlere Zugquerschnitt der sämtlichen für den Versuch in Betracht kommenden Absperrvorrichtungen während des Versuches;
h) die Höhe des Schornsteines (von der Rostfläche aus gemessen) und dessen Querschnitt an der Ausmündung oder an der engsten Stelle.

23. Vor dem Versuche ist der Dampfkessel zu reinigen, innerlich und äußerlich zu untersuchen, auf seine Dichtheit zu prüfen und in ordnungsmäßigen Zustand zu bringen.

24. Bei Beginn des Versuches muß sich der Dampfkessel tunlichst im Beharrungszustande befinden; er muß deshalb nach der Reinigung, bevor der Versuch beginnt, je nach seiner Beschaffenheit einen oder mehrere Tage im normalen Betriebe gewesen sein, und zwar mit demselben Brennstoff und derselben Beanspruchung wie während des Versuches.

25. Wasserstand und Dampfdruck sollen während des ganzen Versuches möglichst auf gleicher Höhe erhalten werden; sie werden zu Anfang und zu Ende sowie während des Vesuches viertelstündlich vermerkt. Falls Überhitzer vorhanden, sind die Temperaturen der Gase vor und hinter dem Überhitzer, diejenigen des Dampfes dicht hinter dem Überhitzer viertelstündlich festzustellen.

Bemerkung. Geringe Abweichungen des Wasserstandes oder des Dampfdruckes am Ende des Versuches sind, falls sie sich nicht vermeiden lassen, nach ihrem Wärmewerte — entsprechend den Spannungen am Anfang und am Ende des Versuches — in Rechnung zu ziehen.

Besondere Sorgfalt verlangen in dieser Beziehung die Wasserrohrkessel und ähnliche Konstruktionen mit stark schwankendem Wasserspiegel, bei denen außerdem während der Dampfentwicklung die Wassermasse durch die im Wasser enthaltenen Dampfblasen erheblich vergrößert erscheint.

26. Das Speisewasser wird entweder gewogen oder nach seinem Rauminhalt in geeichten Gefäßen gemessen; im letzteren Falle ist der Inhalt der Gefäße nach der Temperatur des Wassers zu berichtigen. Bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit ist nur Wägung zulässig.

Die Speisungen müssen regelmäßig und womöglich ununterbrochen geschehen; ist ununterbrochene Speisung nicht möglich, so sind mindestens 10 Minuten vor Beginn und ebenso vor Schluß des Versuches Speisungen zu vermeiden.

Die Temperatur des Speisewassers wird im Behälter, aus welchem gespeist wird, gemessen, bei genauen Versuchen je nach Umständen auch kurz vor dem Eintritt in den Dampfkessel, und zwar bei jeder Speisung, mindestens aber halbstündlich.

Die Speisung durch Injektoren ist bei genauen Leistungsversuchen an Dampfkesseln unstatthaft.

Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, deren Abdampf mit dem Speisewasser in Berührung kommt, es sei denn, daß die dem Speisewasser auf diese Weise zugeführte Wärme- und Wassermenge genau bestimmt werden kann.

Alles Leckwasser an den Ausrüstungsteilen sowie etwa an ihnen ausgeblasenes Wasser ist aufzufangen und in Rechnung zu bringen.

27. Versuche, bei welchen nachweisbar erhebliche Wassermengen durch den Dampf mitgerissen werden, sind ungenau, solange nicht Verfahren und Vorrichtungen bekannt sind, welche es möglich machen, diese Wassermengen genau zu ermitteln.

28. Zum Beginne des Versuches muß das Feuer in einen normalen Zustand der Beschickung und Reinigung gebracht, Asche und Schlacke aus dem Aschenfall entfernt werden; ist es nicht möglich, den Aschenfall zu entleeren (Schrägrostfeuerungen), so sind die Rückstände darin vor und nach dem Versuche bis auf eine bestimmte Höhe zu bringen und abzugleichen. In demselben Zustande wie beim Beginn muß sich das Feuer am Ende des Versuches befinden. Die Dauer und der Brennstoffverbrauch des Anheizens werden vermerkt, bleiben aber außer Berechnung.

Der während des Versuches zur Verwendung kommende Brennstoff ist zu wägen.

29. Um eine richtige Durchschnittsprobe dieses Brennstoffes zu erlangen, kann man in folgender Weise verfahren. Von jeder Ladung (Karre, Korb u. dergl.) des zugeführten Brennstoffes wird eine Schaufel voll in ein mit einem Deckel versehenes Gefäß geworfen. Sofort nach Beendigung des Verdampfungsversuches wird der Inhalt des Gefäßes zerkleinert, gemischt, quadratisch ausgebreitet und durch die beiden Diagonalen in vier Teile geteilt. Zwei einander gegenüberliegende Teile werden fortgenommen, die beiden anderen wieder zerkleinert, gemischt und geteilt. In dieser Weise wird fortgefahren, bis eine Probemenge von etwa 10 kg übrig bleibt, welche in gut verschlossenen Gefäßen zur Untersuchung gebracht wird. Außerdem ist während des Versuches eine Anzahl von Proben in luftdicht verschließbare Gefäße zu füllen. (Feuchtigkeitsproben.)

30. Die Zusammensetzung des Brennstoffes ist durch chemische Analyse zu ermitteln. Es soll der Gehalt an Kohlenstoff ($C$), Wasserstoff ($H$), Sauerstoff ($O$), Schwefel ($S$), Asche ($A$) und Wasser ($W$) in Prozenten des Brennstoffgewichtes angegeben werden. Der Gehalt des Brennstoffes an Stickstoff ($N$) kann unberücksichtigt bleiben. Das Verhalten in der Hitze ist durch Verkokungsprobe zu ermitteln.

31. Der Heizwert des Brennstoffes ist kalorimetrisch zu ermitteln.

Bemerkung. Auf Grund der chemischen Analyse kann der Heizwert von Steinkohlen und Braunkohlen angenähert mittels der sogenannten Verbandsformel:

$$8100\,C + 29\,000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W$$

berechnet werden (vergl. S. 712).

32. Die Temperatur der abziehenden Heizgase wird an der Stelle, wo sie den Kessel verlassen, jedenfalls aber vor dem Schieber, durch Quecksilberthermometer oder thermoelektrische Pyrometer gemessen. Diese Geräte sind mit sorgfältiger Abdichtung in den Rauchkanal so einzusetzen, daß sich die Quecksilberkugel oder die Lötstelle mitten im Gasstrome befindet. Die Ablesungen erfolgen möglichst oft, längstens aber viertelstündlich, und zwar womöglich bei Entnahme der Gasproben.

Die Temperatur der in die Feuerung tretenden Luft wird nahe der Feuerung gemessen, wobei das Thermometer vor Wärmestrahlung zu schützen ist. Aus den einzelnen Ablesungen wird das Mittel genommen.

33. Während des Heizversuches werden entweder ununterbrochen oder in gleichmäßigen Zwischenräumen möglichst oft, längstens aber alle 20 min, durch ein luftdicht neben dem Thermometer eingesetztes Rohr, dessen untere Mündung mitten in den Gasstrom reicht, Gasproben entnommen. Der Gehalt an Kohlensäure ($k$) ist regelmäßig zu bestimmen. Vollständige Untersuchungen der Heizgase auf Kohlensäure, Sauerstoff, Kohlenoxyd und Stickstoff sind nach Bedarf vorzunehmen. Hierzu dienen am besten Durchschnittsproben, welche mittels gleichmäßig saugender Aspiratoren entnommen werden.

Soll der Verlust durch unvollständig verbrannte Gase festgestellt werden, so ist die Zusammensetzung der Gase nach genauen Verfahren festzustellen, da hierfür die üblichen Verfahren der technischen Gasanalyse nicht ausreichen.

Um zu ermitteln, wieviel Luft in die Feuerzüge eindringt, können an verschiedenen Stellen derselben Gasproben entnommen und auf ihren Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff untersucht werden.

Bemerkung. Auf einfache Weise kann man in der Regel starke Undichtheiten des Mauerwerkes nachweisen, indem man den im Betriebe befindlichen Rost mit stark rauchendem Brennstoffe beschickt und hierauf den Zugschieber schließt, oder auch dadurch, daß man beobachtet, ob die Flamme eines an dem Kesselmauerwerk entlang bewegten Lichtes angesaugt wird.

Für die Berechnung der Wärme, die in den abziehenden Heizgasen verloren geht, ist die Zusammensetzung derjenigen Heizgase maßgebend. die neben dem Thermometer entnommen sind.

Der weitergehenden wissenschaftlichen Verwertung der Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Wärmeverluste einer Dampfkesselanlage dienen die folgenden Bemerkungen.

a) Der Wärmeverlust, welcher dadurch entsteht, daß die Heizgase den Dampfkessel mit der Temperatur $T$ verlassen, welche höher ist als die Temperatur $t$ der Außenluft, berechnet sich aus der Menge ihrer Bestandteile, ihrer spezifischen Wärme und dem Unterschiede $T - t$.

Die Heizgasmenge aus 1 kg verheizten Brennstoffes wird aus der Zusammensetzung des Brennstoffes und dem Kohlensäuregehalt der Heizgase in folgender Weise berechnet:

Ist $C$ der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes und $k$ der Kohlensäuregehalt der Heizgase, so liefert 1 kg Brennstoff $\frac{C}{0,536\,k}$ cbm Heizgas (ohne Wasserdampf) von 0° und 760 mm Barometerstand.

Bemerkung. Die großen Buchstaben bedeuten Gewichtprozente des Brennstoffes, die kleinen Buchstaben Volumenprozente der Heizgase.

Das Gewicht des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfes ist $\frac{9\,H + W}{100}$, worin $H$ den Prozentgehalt an Wasserstoff und $W$ den Prozentgehalt an Wasser im Brennstoff bedeutet.

B e m e r k u n g. Das Volumen des Wasserdampfes bei 0⁰ und 760 mm Barometerstand ist

$$\frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100}.$$

Das Gesamtvolumen des aus 1 kg Brennstoff entstandenen Gasgemenges ist also

$$\frac{C}{0{,}536\,k} + \frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100}\ \text{cbm}$$

bei 0⁰ und 760 mm Barometerstand.

Nimmt man 0,32 als mittlere spezifische Wärme für 1 cbm Heizgas (Wärmekapazität) und 0,48 als spezifische Wärme für 1 kg Wasserdampf an, so ist der Wärmeverlust durch die Heizgase für 1 kg Brennstoff:

$$V = \left(0{,}32\,\frac{C}{0{,}536\,k} + 0{,}48\,\frac{9\,H + W}{100}\right)(T - t)\ WE.$$

B e m e r k u n g. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge berechnet sich wie folgt:

1 kg Brennstoff, welcher aus $C$ kg Kohlenstoff, $H$ kg Wasserstoff, $S$ kg Schwefel und $O$ kg Sauerstoff besteht, erfordert

$$\left(\frac{8}{3}\,C + 8\,H + S - O\right)\frac{100}{23} = L \text{ kg Luft}$$

und damit

$$\frac{L}{1{,}29} = L_1 \text{ cbm Luft (vergl. S. 712).}$$

Haben die Gasanalysen außer $k$ Raumprozent Kohlensäure $o$ Raumprozent Sauerstoff und $n$ Raumprozent Stickstoff ergeben, so ist das Verhältnis der gebrauchten Luftmenge zu der theoretisch erforderlichen ($v : 1$), der sog. Luftüberschußkoeffizient

$$\frac{21}{21 - 79\,\frac{o}{n}}.$$

b) Der Wärmeverlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen (Schlacke und Asche) wird in folgender Weise ermittelt: Nach Beendigung des Versuches wird das Gewicht der trockenen Verbrennungsrückstände bestimmt und in einer Durchschnittsprobe der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen festgestellt. Das „Verbrennliche" in den Herdrückständen wird hier als Kohlenstoff mit 8100 $WE$ in 1 kg in Rechnung gesetzt.

Der Wärmeverlust durch Entfernen heißer Schlacken aus dem Verbrennungsraum ist gering und kann vernachlässigt werden.

B e m e r k u n g. Der Wärmeverlust durch unverbrannte Gase und Ruß kann bei qualmender Feuerung bedeutend sein; soll er bestimmt werden, so ist der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen nach bekannten Verfahren zu ermitteln und in Rechnung zu stellen.

c) Zur Aufstellung der Wärmebilanz sind die vorstehend im einzelnen ermittelten Wärmeverluste sowie die an das Wasser im Dampfkessel abgegebene Wärmemenge in % des kalorimetrisch ermittelten Heizwertes anzugeben. Was an 100 fehlt, stellt, abgesehen von unvermeidlichen Versuchsfehlern, den Verlust durch Strahlung und Leitung, sowie durch unverbrannte Gase und Ruß dar.

β) Untersuchung einer Dampfmaschinenanlage.

34. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen“ (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

35. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfmaschine sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Bauart der Maschine, Beschreibung und Zeichnung ihrer Hauptteile; die Abmessungen der Cylinder; die Größe der schädlichen Räume; der Kolbenhub und sonstige in Betracht kommende Abmessungen;
b) die normale Umlaufzahl, deren zulässige Schwankungen und der Ungleichförmigkeitsgrad;
c) die Spannung und die Temperatur des Dampfes, mit dem die Dampfmaschine arbeiten soll, und die höchste Spannung, für die sie gebaut ist;
d) die Leistung, auf welche sich der zugesagte Dampfverbrauch und der mechanische Wirkungsgrad beziehen, die zugesagte größte Leistung und die entsprechenden Füllungsgrade;
e) der für die indizierte oder für die Nutzleistung zugesagte Dampfverbrauch;
f) die im Vertrage vorausgesetzte Temperatur und Menge des Einspritz- oder Kühlwassers und das dieser Voraussetzung entsprechende Vakuum.

Im Sinne des Absatzes 2 der Einleitung liegt es außerdem, die Länge und den Durchmesser der Dampfzu- und -ableitungsrohre, die Entwässerungsvorrichtungen, die Weite der Dampfkanäle, die Abmessungen der Luftpumpen sowie die Bauart und die Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage anzugeben.

36. Eine strenge Ermittelung der wirklichen Nutzleistung und damit der sog. zusätzlichen Reibung ist nur mittels der Bremse möglich; jedoch ist dieses Verfahren bei größeren Maschinen schwierig und mit Gefahren verknüpft und deshalb nur ausnahmsweise anzuwenden (vergl. Nr. 17).

Ist eine Dynamomaschine mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt, so kann aus der dem Anker der Dynamomaschine entnommenen elektrischen Arbeit die Nutzarbeit der Dampfmaschine bestimmt werden, falls der Wirkungsgrad des Ankers der Dynamomaschine unter den obwaltenden Temperatur- und Belastungsverhältnissen genau bekannt ist.

Die Geräte, mit denen die elektrischen Messungen vorgenommen werden, müssen geeicht sein.

37. Die Indikatoren sind möglichst unmittelbar am Cylinder, ohne lange und scharf gekrümmte Zwischenleitungen anzubringen, und zwar an jedem Cylinderende ein Indikator. Zu dem Zwecke ist jedes Cylinderende mit einer Bohrung für 1" Whitworth zu versehen.

Die Indikatoren und ihre Federn sind vor und nach dem Versuch entweder durch unmittelbare Belastung oder an offenen Quecksilber- bezw. Eichmanometern bei einer der mittleren Dampfspannung des Versuches entsprechenden Temperatur zu prüfen. Ergeben sich Unterschiede, so ist der Mittelwert maßgebend. Sind tägliche Federprüfungen während der Versuchszeit ausführbar, so sind diese vorzuziehen.

Die Maßstäbe sehr schwacher Vakuumfedern sind in derselben Lage zur Wagerechten zu berichtigen, welche sie während des Versuches inne haben.

38. Bei Leistungsversuchen, die zur Ermittelung des Dampfverbrauches dienen, sind folgende Regeln zu beobachten:

Der Versuch soll nicht eher beginnen, als bis in der Maschine und in den Meßgeräten Beharrungszustand bezüglich der Kräfte und Temperaturen eingetreten ist.

Erstreckt sich der Versuch bei regelmäßigem Fabrikbetriebe auf die Dauer eines Arbeitstages, so sind die erste und die letzte Stunde des Arbeitstages von der eigentlichen Versuchszeit auszuschließen; ebenso die Tage vor und nach Sonn- und Feiertagen.

Dampfspannung, Belastung der Maschine und Überhitzungstemperatur (s. Bemerkung zu Nr. 40) müssen während der Versuchsdauer möglichst gleichmäßig erhalten werden; erforderlichenfalls ist die Gleichmäßigkeit der Belastung künstlich herzustellen (vergl. Nr. 7).

Die Umlaufzahl der Maschine wird durch Hubzähler gemessen und stündlich vermerkt. Bei wechselnder Belastung empfiehlt es sich, die Schwankungen der Umlaufzahl mit Hilfe eines Tachographen oder dergl. zu ermitteln.

In regelmäßigen Zwischenräumen (alle 10 bis 20 min) werden der Wasserstand und die Spannung im Kessel, die Spannung und, falls der Dampf überhitzt ist, die Temperatur unmittelbar vor der Maschine, die Spannungen in den Zwischenbehältern, im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Dampfcylinder und im Kondensator, außerdem die Temperaturen des Einspritz- oder Kühlwassers sowie des ausfließenden Kondensationswassers vermerkt. Der Barometerstand ist, gebotenenfalls mehrmals, zu verzeichnen, und ebenso, falls ein Gradierwerk benutzt wird, die Temperatur und der Feuchtigkeitsgrad der Luft.

Während des Versuches sind alle 10 bis 20 min (womöglich gleichzeitig mit den soeben genannten Ablesungen) Diagramme an jedem Cylinderende abzunehmen, bei starken Schwankungen der Belastung tunlichst noch öfter. Die Diagramme erhalten Ordnungsnummern und Angaben über die Zeit der Entnahme.

Die Diagrammflächen werden mit Hilfe eines Polarplanimeters oder in anderer zuverlässiger Weise ausgerechnet, und zwar der Sicherheit wegen wiederholt.

Der Durchmesser des Dampfcylinders (in möglichst betriebswarmem Zustand) und der Kolbenhub sind zu messen, der Querschnitt der Kolbenstange in Rechnung zu nehmen.

39. Der Dampfverbrauch wird durch das in den Dampfkessel gespeiste Wasser gewogen bezw. gemessen (vergl. Nr. 26). Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, welche ihren Dampf demselben Dampfkessel entnehmen wie die zu untersuchende Dampfmaschine, oder deren Abdampf mit dem Speisewasser in unmittelbare Berührung kommt, es sei denn, daß der Dampfverbrauch dieser Pumpen genau ermittelt werden kann.

Bei Oberflächenkondensation kann der Dampfverbrauch der Dampfmaschine durch das Gewicht des niedergeschlagenen Dampfes festgestellt werden.

Die Berechnung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm ergibt kein richtiges Maß dieses Verbrauches und ist deshalb unstatthaft.

Das in der Dampfleitung niedergeschlagene Wasser muß vor dem Eintritt in die Maschine abgefangen und von der Speisewassermenge abgezogen werden.

Das innerhalb der Maschine (Zwischenbehälter, Mantel u. s. w.) niedergeschlagene Wasser gehört zum Verbrauch der Maschine und soll möglichst an jeder Entnahmestelle getrennt bestimmt werden.

Bemerkung. Die Vorrichtungen zum Abfangen des niedergeschlagenen Wassers (Kühlschlangen und dergl.) sind derart einzurichten, daß Verluste durch Wiederverdampfung vermieden werden; zu dem Zwecke soll es in diesen Vorrichtungen auf mindestens 40° abgekühlt werden.

40. Bedeutet $t_1$ die Sättigungstemperatur, die zum Drucke des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Dampfmaschine gehört, $t_1'$ die Temperatur des überhitzten Dampfes an derselben Stelle, so ist der Wärmewert von 1 kg des verbrauchten Dampfes (s. Nr. 18) ausgedrückt durch:

$$606{,}5 + 0{,}305\,t_1 + 0{,}48\,(t_1' - t_1)\,WE \text{ (vergl. S. 597).}$$

Hiernach ermittelt sich der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes.

Bemerkung. Bei Ermittelung der Temperatur des überhitzten Dampfes ist darauf zu achten, daß der Siedepunkt der Flüssigkeit, in welche das Thermometer eintaucht, höher liegt als die zu messende Temperatur des Dampfes.

41. Die Dichtheit der Kolben, Dampfmäntel, Schieber und Ventile u. s. w. ist nicht durch Indikatormessungen zu prüfen, sondern durch besondere Versuche an der betriebswarmen Maschine, derart, daß die eine Seite des Kolbens, Ventiles u. s. w. bei abgespreiztem Schwungrade mit Dampf belastet wird. Diese Belastung geschieht bei normalem Dampfdruck, und die betreffenden Dichtungsflächen sind für undicht zu erachten, wenn der Dampf in anderer Form als in der von feinem Nebel oder Wasserperlen auf der anderen Seite zum Vorschein kommt.

# III. Wassermotoren.

Bearbeitet von Ingenieur Gerlach, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

## A. Grundlehren der Mechanik flüssiger Körper.

(Die Widerstandskoeffizienten für Wasser s. unter „Kolbenpumpen", S. 536 u. ff.)

Tropfbar flüssige Körper sind gekennzeichnet durch äußerst leichte Verschiebbarkeit ihrer kleinsten Teilchen, d. h. durch eine geringe Reibung letzterer (Flüssigkeitsreibung), welche vom Flüssigkeitszustand abhängig ist. Infolgedessen ist selbständige Gestalt flüssiger Körper ausgeschlossen, diese vielmehr durch das einhüllende Gefäß bedingt. Die Zusammenhangskraft der einzelnen Teilchen ist gering, aber größer als Null (Tropfenbildung), und schließlich sind tropfbar flüssige Körper nahezu unelastisch.

Pascalsches Gesetz. Ein auf eine im Gleichgewicht befindliche Flüssigkeit ausgeübter Druck pflanzt sich nach allen Richtungen

gleichmäßig fort. Die Endpunkte der graphisch dargestellten Pressung $p$, welcher das Teilchen unterworfen ist, liegen auf einer um dasselbe mit $p$ als Halbmesser beschriebenen Kugeloberfläche. Von der Gefäßwandung aufgefangen wird die normal auf diese wirkende Pressung, mit welcher sich die Festigkeit der Gefäßwandung ins Gleichgewicht setzt. Die Unterstützung jedes Teilchens findet in Richtung der auf dasselbe wirkenden Mittelkraft statt; die zu dieser senkrechte Fläche heißt, sofern der Druck (Pressung) in allen ihren Punkten gleich ist, Fläche gleichen Druckes oder Niveaufläche.

Beispiel. Die Oberflächen der Flüssigkeit in den Zellen eines, um eine horizontale Achse $C$ (Fig. 674) mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega$ rotierenden Wasserrades sind Kreiscylinderflächen um Punkt $P$, welcher folgt aus

$$m\,g : m\,r\,\omega^2 = \overline{CP} : r, \text{ also } \overline{CP} = \frac{g}{\omega^2} = \text{konst.},$$

da unabhängig von $r$. Infolgedessen erfolgt frühere Entleerung der Zellen als bei nicht vorhandener Krümmung der Flüssigkeitsoberfläche.

Fig. 674.

Hydrostatischer Druck. Der spezifische Druck einer ruhenden (schweren) Flüssigkeit nimmt proportional der Flüssigkeitstiefe zu. Er beträgt an der Oberfläche mit $A$ = Flüssigkeitshöhe des normalen Luftdruckes

$$A\,\gamma = 10\,000 \text{ kg/qm} = 1 \text{ kg/qcm} = \text{metrische Atmosphäre}$$

und in der Tiefe $h$ unter dem Flüssigkeitsspiegel

$$p = (A + h)\,\gamma \text{ kg/qm} \quad . \quad \mathbf{120}$$

Jeder auf die Flüssigkeitsoberfläche wirkende spezifische Druck $p$ kann ersetzt werden durch eine Flüssigkeitssäule derart, daß gesetzt wird

$$p' = h'\,\gamma, \text{ also } h' = \frac{p'}{\gamma}.$$

Der spezifische Druck in der Tiefe $h$ unter dem Flüssigkeitsspiegel ist alsdann

$$p = (h' + h)\,\gamma = p' + h\,\gamma.$$

Im Falle $p' = A\,\gamma$ folgt Gl. 120.

Der Flüssigkeitsdruck auf ebene Flächen ist gleich dem Produkt aus gedrückter Fläche × Schwerpunktsabstand derselben unter Flüssigkeitsspiegel (freie Oberfläche) × spezifisches Gewicht oder

$$P = F\,h\,\gamma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{121}$$

wenn jetzt $h$ den Schwerpunktsabstand der gedrückten Fläche unter dem Flüssigkeitsspiegel bezeichnet.

Der Angriffspunkt des durch Gl. 121 bestimmten Druckes liegt in der Symmetrieachse der gedrückten Fläche unter deren Schnittlinie mit dem Flüssigkeitsspiegel in einer Tiefe

$$x = \frac{J}{S} = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statisches Moment}}$$

der gedrückten Fläche, bezogen auf genannte Schnittlinie.

**Beispiel.** Der Wasserdruck auf eine Schützentafel bei einer lichten Schützenöffnung von 3,60 m und 1,80 m Wassertiefe (Fig. 675) beträgt

$$P = 3{,}6 \,.\, 1{,}8 \frac{1{,}8}{2} 1000 = 5832 \text{ kg}.$$

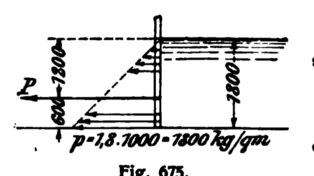



Fig. 675.

Der Angriffspunkt liegt unter dem Wasserspiegel um

$$x = \frac{\frac{1}{12} 3{,}6 \,.\, 1{,}8^3 + 3{,}6 \,.\, 1{,}8 \,.\, 0{,}9^2}{3{,}6 \,.\, 1{,}8 \,.\, 0{,}9} = 1{,}20 \text{ m},$$

d. i. $\frac{2}{3}$ der Wassertiefe, wie direkt aus der graphischen Darstellung der Pressungen ersichtlich ist.

Für beliebige krumme Flächen ist der Flüssigkeitsdruck nach bestimmten Richtungen zu ermitteln; es ist

der Horizontaldruck $H = F_v h \gamma$ = Vertikalprojektion der gedrückten Fläche $\times$ Schwerpunktsabstand derselben vom Flüssigkeitsspiegel $\times$ spezifisches Gewicht

und

der Vertikaldruck = Gewicht der von der betreffenden krummen Fläche eingeschlossenen Flüssigkeit.

**Ausfluß aus Gefäßen.** Fließt durch eine Mündung Wasser aus, so muß zur Konstanthaltung der Druckhöhe $h$, d. i. Tiefe des Mündungsquerschnittes bezw. dessen Schwerpunktes unter Flüssigkeitsspiegel, die gleiche Wassermenge zufließen. Unter Vernachlässigung der derselben innewohnenden kinetischen Energie (lebendige Kraft), für 1 kg im Betrage von $\frac{c_0^2}{2g}$, folgt die

theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$.

Unter Beachtung der zugeführten lebendigen Kraft ergibt sich

$$c^2 - c_0^2 = 2gh, \text{ also } c = \sqrt{c_0^2 + 2gh}.$$

Für den Beharrungszustand gilt

$$Q = Fc = F_0 c_0 \text{ (Kontinuitätsgleichung).}$$

Die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c$ unter der Druckhöhe $h$ ist gleich der Geschwindigkeit eines von der Höhe $h$ frei herabfallenden Körpers oder

$$\text{Druckhöhe } h = \text{Geschwindigkeitshöhe } \frac{c^2}{2g}$$

Da $c$ von dem spezifischen Gewicht unabhängig ist, folgt z. B. für Wasser und Quecksilber gleiche Ausflußgeschwindigkeit; das in der Ausflußmenge enthaltene Arbeitsvermögen ist natürlich verschieden; es folgt

$$E = \frac{1}{2} m c^2 = \frac{1}{2} \frac{F c \gamma}{g} c^2 = \frac{F \gamma}{2g} c^3,$$

also abhängig von $\gamma$.

Wegen der Kontinuitätsgleichung

$$F c = F_0 c_0, \text{ also } c_0 = \frac{F}{F_0} c$$

ist auch

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\right)^2}} \text{ (Bernoullische Gleichung).}$$

Unter Voraussetzung vollständiger Ausfüllung des jeweilig dargebotenen Querschnittes seitens des fließenden Strahles folgt mit den Werten $F'$, $c'$ und $p'$ für einen beliebigen Rohrquerschnitt (Fig. 676) die Ausflußgeschwindigkeit

$$c^2 = c_0^2 + 2g\left(h + \frac{p_0 - p}{\gamma}\right) = c'^2 + 2g\left(h - h' + \frac{p' - p}{\gamma}\right).$$

Hieraus ergibt sich

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2 - c_0^2}{2g}.$$

$p'$ ist der hydraulische Druck an betreffender Stelle (Pressung des bewegten Wassers).

Der hydraulische Druck an irgend einer Stelle ist gleich dem hydrostatischen Druck daselbst vermindert um den Unterschied der Geschwindigkeitshöhen des Wassers an dieser und an der Eintrittstelle.

Fig. 676.

Ist $F_0$ groß gegenüber $F'$, also $c_0 \sim 0$, so folgt

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{p'}{\gamma} + \frac{c'^2}{2g} = h' + \frac{p_0}{\gamma}.$$

Die Summe aus hydraulischer Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe ist jeweils gleich der hydrostatischen Druckhöhe; die Endpunkte dieser vereinigten Höhen liegen in einer um $\frac{p_0}{\gamma}$ über dem Flüssigkeitsspiegel liegenden Horizontalen (Fig. 676).

Korrigierter Ausfluß aus Gefäßen. Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit $c_1$ und wirkliche Ausflußmenge $Q_1$ sind kleiner als die theoretischen, vorstehend ermittelten bezüglichen Werte infolge der mit jeder Bewegung verknüpften Widerstände und Nichtvorhandenseins paralleler Wasserfäden. Es heißt (Fig. 677) das

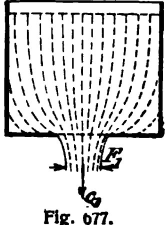


Fig. 677.

Verhältnis der wirklichen Geschwindigkeit zur theoretischen $\frac{c_1}{c} = \varphi$, der Geschwindigkeitskoeffizient,

Verhältnis des Strahlquerschnittes zum Mündungsquerschnitt $\frac{F_1}{F} = \alpha$, der Kontraktionskoeffizient,

Verhältnis der wirklichen Ausflußmenge zur theoretischen $\frac{Q_1}{Q} = \mu$, der Ausflußkoeffizient.

Die wirkliche Ausflußmenge ist

$$Q_1 = \mu Q = F_1 c_1 = \alpha F \varphi c = \alpha \varphi Q,$$

also

$$\mu = \alpha \varphi.$$

Die Kontraktion ist abhängig von der Druckhöhe (mit dieser wachsend), sowie der Beschaffenheit und Größe der Ausflußöffnung, von der Form der anschließenden Gefäßwand und der Geschwindigkeit des vor der Mündung ankommenden Wassers. **Unvollständige** (**partielle**) Kontraktion findet statt, wenn die Zusammenziehung des Strahles nicht auf allen Seiten erfolgt (die Mündung wird teilweise durch Gefäßwände in Richtung des Strahles begrenzt), **unvollkommene** dagegen, wenn das Wasser mit nennenswerter Geschwindigkeit vor der Mündung ankommt. Scharfkantige Mündungen vergrößern die Kontraktion, abgerundete vermindern sie.

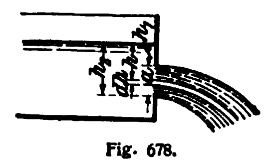


Fig. 678.

**Beispiel.** Ausfluß durch Seitenöffnungen von konstanter Breite bei gleichbleibender Druckhöhe (Fig. 678). Es ist

$$dQ = b\,dh\,\sqrt{2gh},$$

also

theoretische Ausflußmenge $Q = \frac{2}{3}\,b\,\sqrt{2g}\left[h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}\right]$;

mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \frac{Q}{b\,(h_2 - h_1)} = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\,\frac{h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}}{h_2 - h_1}$.

Mit $a = h_2 - h_1$, $h_1 = h - \frac{a}{2}$ und $h_2 = h + \frac{a}{2}$, worin $h$ die Schwerpunktstiefe unter dem Wasserspiegel bezeichnet, folgt nach dem binomischen Satze, sofern $a$ gegenüber $h$ gering ist, genügend genau

$$c = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\left[\frac{3}{2}h^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{64}a^2 h^{-\frac{3}{2}}\right] = \left(1 - \frac{a^2}{96\,h^2}\right)\sqrt{2gh};$$

für $h_1 = 0$ ergibt sich

Wassermenge $Q = \frac{2}{3}\,b\,h\,\sqrt{2gh}$,

mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \frac{2}{3}\sqrt{2gh}$.

Die wirkliche Ausflußmenge ist $Q_1 = \mu\,Q$,
die " mittlere Ausflußgeschwindigkeit ist $c_1 = \varphi\,c$.

Versuche zur Bestimmung der Koeffizienten $\mu$ und $\varphi$ sind von **Poncelet** und **Lesbros** mittels Mündungen in vertikaler Wand und Überfälle für kleinere Wassermengen ausgeführt.

Über die Bestimmung größerer Wassermengen s. unter „**Turbinenbremsung**".

Mit der Verminderung der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit ist ein **Druckhöhenverlust** verknüpft. Es heißt das Verhältnis der **verlorenen** Geschwindigkeitshöhe zur **wirklichen** Geschwindigkeitshöhe der **Widerstandskoeffizient**, und es ist

$$\frac{\frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}}{\frac{c_1^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \zeta.$$

Die verlorene Druckhöhe heißt **Widerstandshöhe**, für welche die Beziehung gilt

$$h_1 = \zeta\,\frac{c_1^2}{2g}.$$

Damit folgt für die Sachlage gemäß Fig. 679 unter Voraussetzung ruhenden Oberwasserspiegels, und wenn $\zeta$ den gesamten Widerstand mißt,

$$Q\gamma\left[\frac{c_1^2}{2g}+\zeta\frac{c_1^2}{2g}\right]=Q\gamma H=Q\gamma\frac{c^2}{2g};$$

also

$$c_1=\sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta}}.$$

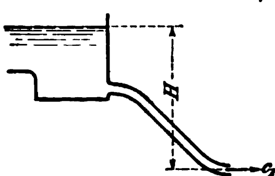


Fig. 679.

Die Druckhöhe $H$ kann in eine nutzbare $H_1$ (**Nutzgefälle**) und in eine Widerstandshöhe $H_w$ (**Widerstandsgefälle**) zerlegt werden, d. h.

$$H=H_1+H_w$$

und dementsprechend ist

$$c^2=c_1^2+c_w^2.$$

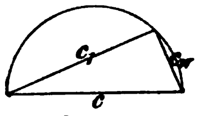


Fig. 680.

Die graphische Darstellung (Fig. 680) ergibt die Geschwindigkeiten als Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks.

**Energie- und Druckverhältnisse in Punkten einer Rohrleitung mit veränderlichen, allmählich übergehenden Querschnitten** (Fig. 681).

Die Anwendung des Satzes von der Arbeit ergibt für jedes, zum Ausfluß gelangende Kilogramm Flüssigkeit die Beziehung

$$\frac{1}{2}\frac{1}{g}c'^2=1\left(H'+\frac{p_0-p'}{\gamma}-\zeta'\frac{c'^2}{2g}\right),$$

worin $\zeta'$ die Widerstände bis zum Querschnitt I mißt. Hieraus folgt

$$H'+\frac{p_0}{\gamma}=\frac{p'}{\gamma}+\frac{c'^2}{2g}+\zeta'\frac{c'^2}{2g}.$$

Ebenso ist

$$H+\frac{p_0}{\gamma}=\frac{p}{\gamma}+\frac{c_1^2}{2g}+\zeta_1\frac{c_1^2}{2g},$$

sofern $\zeta_1$ den gesamten Widerstand zum Ausdruck bringt.

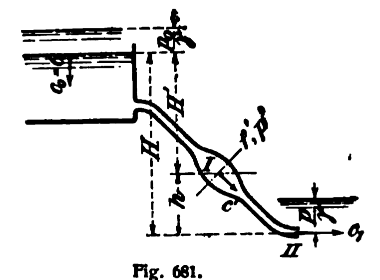


Fig. 681.

$H'+\frac{p_0}{\gamma}$ bezw. $H+\frac{p_0}{\gamma}$ sind jeweils die hydrostatischen Druckhöhen. Es folgt also:

**Die hydrostatische Druckhöhe ist stets gleich der Summe aus hydraulischer Druckhöhe, Geschwindigkeitshöhe und Widerstandshöhe an betreffender Stelle.**

Durch Subtraktion der beiden Gleichungen folgt für die Strecke I bis II

$$H-H'=h=\frac{p-p'}{\gamma}+\frac{c_1^2-c'^2}{2g}+\frac{\zeta_1 c_1^2-\zeta' c'^2}{2g}.$$

Der zweite Summand der rechten Seite stellt den Zuwachs der lebendigen Kraft innerhalb der Strecke I bis II, der dritte Summand die innerhalb derselben vorhandene Widerstandshöhe dar.

Die Druckhöhe $h + \frac{p' - p}{\gamma}$ zwischen I und II wird verwendet zur Geschwindigkeitsvermehrung und Überwindung der Bewegungswiderstände innerhalb dieser Strecke.

Mit $h + \frac{p' - p}{\gamma} = \frac{c_h^2}{2g}$ und $\frac{\zeta_1 c_1^2 - \zeta' c'^2}{2g} = \frac{c_w^2}{2g}$ schreibt sich obige Gleichung

$$c'^2 + c_h^2 - c_w^2 = c_1^2.$$

Es folgt

$$c_1^2 - c'^2 = c_h^2 - c_w^2 = c_\varrho^2$$

und es wird $\frac{c_\varrho^2}{c_1^2} = \frac{H_\varrho}{H_1} = \varrho$ vielfach als Reaktionsgrad (-verhältnis), bezeichnet; er ist das Verhältnis der auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkenden zur gesamten, nutzbaren Druckhöhe.

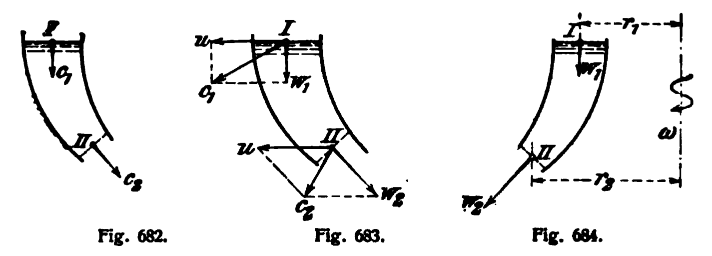



Fig. 682. Fig. 683. Fig. 684.

Damit folgt für das beliebige, ruhende Kanalstück (Fig. 682)

$$c_1^2 + c_\varrho^2 = c_2^2,$$

welcher Beziehung die graphische Darstellung Fig. 680 entspricht.

Bewegt sich der Kanal geradlinig mit gleichförmiger oder veränderlicher Geschwindigkeit $u$ (Fig. 683), so sind statt $c$ die betreffenden relativen, jeweiligen Geschwindigkeiten einzuführen; dann gilt auch hier

$$w_2^2 = w_1^2 + c_\varrho^2.$$

Wenn der Kanal um eine Achse rotiert (Fig. 684), so verursacht die auf die Wasserteilchen wirkende Centrifugalkraft eine Änderung der Energie- resp. Druckverhältnisse, insofern mit der Veränderung des Achsenabstandes eine Änderung der relativen Geschwindigkeit verknüpft ist.

Die Elementararbeit der Centrifugalkraft für 1 kg Wasser ist

$$d\,A = \frac{1}{g}\, r\, \omega^2\, d\,r,$$

somit der Gesamtarbeit innerhalb der Grenzen I und II

$$A = \frac{1}{2g}(r_2^2\,\omega^2 - r_1^2\,\omega^2) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g};$$

daher folgt

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + \frac{c_\varrho^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

Für $r_2 = r_1$ ist der Einfluß der Centrifugalkraft gleich Null.

Speziell für $c_\varrho = 0$ folgt noch

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}.$$

Ganz allgemein lassen sich die Druck- und Bewegungsverhältnisse in beliebig bewegten Gefäßen ermitteln mit Hilfe der erweiterten Bernoullischen Gleichung.

Bezeichnet an Hand der Fig. 685

$dm$ die Masse des Teilchens,

$q$ eine beliebige auf die Masseneinheit wirkende Kraft (Trägheitskraft, Zusatzkraft der relativen Bewegung),

$ds$ den Weg des Teilchens,

$\psi$ den Winkel zwischen $q$ und $ds$,

$W$ eine beliebige Widerstandsarbeit (Bewegungs-, Reibungswiderstand),

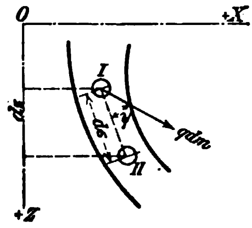



Fig. 685.

so folgt nach dem Prinzip der lebendigen Kräfte

$$dm\,c\,dc = p\,df\,ds - (p + dp)\,df\,ds + g\,dm\,dz + q\,dm\,ds \cos\psi - W$$

und integriert zwischen den Grenzen I und II

$$\frac{\gamma}{2g}(c_2^2 - c_1^2) = p_1 - p_2 + \gamma(z_2 - z_1) + \gamma\int\frac{q\cos\psi\,ds}{g} - \gamma\int\frac{W}{g\,dm}.$$

Sofern gesetzt wird $z_2 - z_1 = h$ = Höhenunterschied der Punkte I und II,

$$\int\frac{q\cos\psi\,ds}{g} = K,$$

die zwischen I und II durch äußere auf das Teilchen wirkende Kräfte für die Gewichtseinheit zugeführte Arbeit und

$$\int\frac{W}{g\,dm} = B,$$

die auf gleichem Wege durch Widerstände für die Gewichtseinheit verbrauchte Arbeit, so folgt

$$\gamma(h + K - B) = p_2 - p_1 + \gamma\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Der Wasserspiegel eines fließenden, nur der Schwerkraft unterworfenen Wassers ist gegen den Horizont geneigt; in diesem Falle rührt die das Fließen in Fluß- oder Kanalbetten bewirkende Kraft nur von der Wasserspiegelneigung her. Der dadurch entstehende Höhenunterschied zwischen zwei Punkten des Wasserspiegels (Fig. 686) heißt Gefälle (geodätisches, Bruttogefälle), das Gefälle, be-

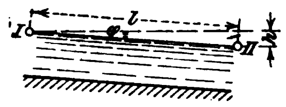



Fig. 686.

zogen auf die Längeneinheit, relatives Gefälle, und zwar ist dasselbe, innerhalb $l$ als konstant angenommen,

$$\frac{h}{l} = \sin \varphi.$$

Sofern das Wasser nicht nur der Schwerkraft unterworfen ist, sondern die Bewegung auf Kosten seiner lebendigen Kraft erfolgt, kann der Wasserspiegel horizontal oder im Sinne der Bewegung ansteigend sein.

Über Bewegung des Wassers in Rohrleitungen s. S. 536.

Die Geschwindigkeit in den einzelnen Querschnittspunkten des offenen Wasserlaufes ist im allgemeinen veränderlich derart, daß sie innerhalb der gleichen Vertikalen erst zu- und dann abnimmt; ebenso findet nach den Kanalrändern (Ufern) hin eine Geschwindigkeitsabnahme statt. Die graphischen Darstellungen der ermittelten Geschwindigkeiten in vertikaler und horizontaler Richtung liefern die Vertikal- bezw. Horizontalgeschwindigkeitskurve; dieselben folgen keinem mathematischen Gesetz und haben nur Gültigkeit für den jeweils untersuchten Wasserlauf.

Die Wassermenge folgt zu

$$Q = \Sigma f c$$

als Inhalt des sich aus dem betreffenden Wasserquerschnitt im Beharrungszustande vorschiebenden Wasserkörpers.

Die mittlere Geschwindigkeit stellt dessen mittlere Höhe dar, also mit $F$ als Wasserquerschnitt,

$$c_m = \frac{Q}{F} = \frac{\Sigma f c}{\Sigma f}.$$

Über Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit siehe „Turbinenbremsung".

Die Bewegung des Wassers ist gleichförmig oder ungleichförmig, je nachdem die Geschwindigkeit konstant bleibt oder nicht; ersterer Fall bedingt gleichbleibenden Wasserquerschnitt, die Wassertiefe ist bei unveränderlicher Grabenbreite konstant, die Grabensohle ist dem Wasserspiegel parallel. Konstante Geschwindigkeit bedingt ferner Gleichgewicht zwischen treibender Kraft und Widerstand, das gesamte Gefälle wird durch Bewegungswiderstände verbraucht.

Die ungleichförmige Bewegung ist entweder beschleunigt bei abnehmender oder verzögert bei zunehmender Wassertiefe, sofern die Breite nahezu konstant bleibt.

Bezeichnet noch

$U$ den benetzten Teil des Umfanges der Graben- oder Kanalquerschnitte,

$l$ die Länge der in Betracht gezogenen Strecke,

$h$ den hierbei vorhandenen Höhenunterschied der Wasserspiegel, sämtlich in m,

$i = \frac{h}{l} = \sin \varphi$, das relative Wasserspiegelgefälle,

$\zeta$ den Widerstandskoeffizienten für $\frac{c_m^2}{2g}$,

so gilt

$$h = \zeta \frac{U}{F} l \frac{c_m^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{l} = i = \zeta \frac{U}{F} \frac{c_m^2}{2g}$$

und

$$c_m = \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} \sqrt{\frac{F}{U} i}.$$

Nach Weisbach[1]) ist für Flüsse und Kanäle

$$\zeta = 0{,}0074\left(1 + \frac{0{,}058\,53}{c_m}\right), \text{ im Mittel } \zeta = 0{,}0075, \text{ also } \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = 51.$$

Nach Bazin (ältere Formel) soll sein

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \sqrt{\frac{1}{a + b\,U:F}},$$

nach der neueren Formel

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \frac{87}{1 + c\sqrt{U:F}}.$$

Hierin sind für

| | a | b | c |
|---|---|---|---|
| 1. gehobeltes Holz oder Cement . | $a = 0{,}000\,15$ | $b = 0{,}000\,004\,5$ | $c = 0{,}06$ |
| 2. Quader und nicht gehobeltes Holz | 0,000 19 | 0,000 013 3 | 0,16 |
| 3. Bruchsteinmauerwerk . . . . | 0,000 24 | 0,000 06 | 0,47 |
| 4. Erde . . . . . . . . . . . | 0,000 28 | 0,000 35 | 0,85 |

Mit dem älteren Bazinschen Widerstandskoeffizienten folgt für die vier verschiedenen Ausführungsarten des Kanals das Widerstands-(Transport-)gefälle

$$\left.\begin{aligned} &1.\ h = 0{,}000\,15\left(1 + \frac{0{,}03\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2 \\ &2.\ h = 0{,}000\,19\left(1 + \frac{0{,}07\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2 \\ &3.\ h = 0{,}000\,24\left(1 + \frac{0{,}25\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2 \\ &4.\ h = 0{,}000\,28\left(1 + \frac{1{,}25\,U}{F}\right)\frac{l\,U}{F}c_m^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 122$$

Das gleiche Gefälle soll die Grabensohle erhalten.

Für rasche Überschläge genügt es zu setzen

$$h = \zeta\frac{U}{F}\,l\,\frac{c_m^2}{2g}, \text{ worin } \zeta \sim 0{,}008 \text{ beträgt.}$$

Ungleichförmige Bewegung findet statt bei wechselndem Querschnitt des Wasserlaufes nach Tiefe und Breite, bei Stauanlagen und ähnlich wirkenden Bauwerken.

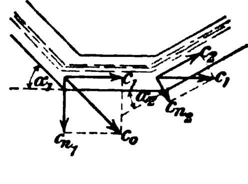
Die durch den Stau bewirkte Erhebung des Wasserspiegels über die ursprünglich vorhandene Höhe heißt Stauhöhe, die Strecke, auf welche eine Erhöhung stattfindet, Stauweite. Diese ist theoretisch unendlich groß, praktisch aber nur bis zu dem Punkte sich erstreckend, bei welchem die Stauhöhe innerhalb der unvermeidlichen Wasserspiegelschwankung liegt. Letztere wird gewöhnlich zu 0,01 m angenommen.

Wirkung isolierter Wasserstrahlen. Beim Auftreffen eines isolierten Wasserstrahles auf eine zu demselben geneigte Fläche findet ein Stoß und damit Änderung der Geschwindigkeit nach Richtung und Größe statt. Zufolge der geringen Zusammen-

---

[1]) „Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch, 18. Aufl.

drückbarkeit des Wassers wird der Stoß als **unelastisch** angesehen, und der damit verknüpfte Verlust an lebendiger Kraft wird gleich groß angenommen der Geschwindigkeitshöhe der zur Fläche normalen Geschwindigkeitskomponente.



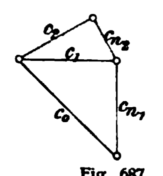


Fig. 687.

Beispiel. Für den auf drei Seiten begrenzten Strahl (Fig. 687) folgt unter Vernachlässigung der Schwere und event. Bewegungswiderstände

$c_{n_1} = c_0 \sin \alpha_1$, also Energieverlust für 1 kg Wasser $= \frac{(c_0 \sin \alpha_1)^2}{2g}$;

$c_1 = c_0 \cos \alpha_1$;

$c_{n_2} = c_1 \sin \alpha_2$, also Verlust $= \frac{(c_1 \sin \alpha_2)^2}{2g}$;

$c_2 = c_1 \cos \alpha_2 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2$.

Der Gesamtverlust $\Sigma \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2g}$ stellt bei vielen, unendlich kleinen Ablenkungen als Summe unendlich kleiner Größen zweiter Ordnung eine solche erster Ordnung dar, welche gegenüber $c_2 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \ldots = c_0$ vernachlässigt werden kann [1]).

**Bei einer stetig gekrümmten Wasserführung verschwinden die Stoßverluste, die Wassergeschwindigkeit bleibt unter genannten Voraussetzungen konstant.**

Ist insbesondere $\alpha_1 = 90^0$ und $\alpha_2 = 0$, so wird die gesamte lebendige Kraft vernichtet. Die auf das Wasser tätige Kraft ist zufolge des Satzes vom Antrieb

$$P = -\frac{m c}{t - t_0},$$

wirkt also verzögernd. Hierin bezeichnet $\frac{m}{t - t_0}$ die in der Sekunde zur Wirkung gelangende Wassermasse $= \frac{Q \gamma}{g} = \frac{f c \gamma}{g}$.

Der Druck des Wassers auf die Wand ist absolut genommen gleich der Kraft $P$, dieser aber entgegengesetzt, d. i. im Sinne der vorherigen Bewegung, gerichtet. Es folgt also

$$P = \frac{Q \gamma}{g} c = f \gamma \frac{c^2}{g}.$$

**Der auf die Wand ausgeübte Druck (Stoßkraft) ist gleich dem doppelten hydrostatischen Druck des Wassers.**

Im Falle der **Bewegung** der ebenen Wand mit einer Geschwindigkeit $u$ derart, daß $u < c$ und parallel gerichtet ist, muß statt $c$ die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ eingeführt werden (Fig. 688). Die nutzbar gemachte Arbeit ist dann

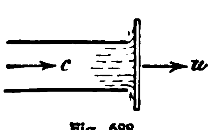



Fig. 688.

$$A = \frac{Q \gamma}{g}(c - u) u;$$

1) G. Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen," Berlin 1887, Leonhard Simion.

sie erhält ihren Höchstwert für $u = \frac{c}{2}$, nämlich

$$A_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}, \text{ d. s. } 50\,\% \text{ der innewohnenden Energie } A_0 = Q \gamma \frac{c^2}{2g}.$$

Die der Abflußgeschwindigkeit entsprechende Energie ist

$$A_1 = Q \gamma \frac{u^2}{2g},$$

also der Energieverlust infolge der Stoßwirkung

$$A_v = A_0 - A - A_1 = Q\gamma\left(\frac{c^2}{2g} - \frac{(c-u)\,u}{g} - \frac{u^2}{2g}\right) = Q\gamma\frac{(c-u)^2}{2g} = Q\gamma\frac{w^2}{2g}.$$

Für $u = \frac{c}{2}$, also $w = \frac{c}{2}$ folgt hiernach

$A_v = \frac{1}{4} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als Energieverlust infolge Stoßes,

$A_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als nutzbare Arbeit,

$A_1 = \frac{1}{4} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ als Energie im abfließenden Wasser,

und als

Gesamtenergie $A_0 = A_v + A_{max} + A_1$
$= Q \gamma \frac{c^2}{2g}$.

Dasselbe Resultat ergibt sich, wenn $c$ und $u$ nicht gleich gerichtet sind (Fig. 689); es ist die nutzbare Arbeit

$$A = A_0 - A_v - A_1 = Q\gamma\frac{c^2 - w_n^2 - c_1^2}{2g}.$$

Fig. 689.

Aus der Figur folgt

$$c^2 - w_n^2 - c_1^2 = 2\,c_1\,w_n \cos\gamma \text{ und } c_1 \cos\gamma = u \sin(180 - \beta),$$

daher

$$A = 2\,Q\,\gamma\frac{u\,w_n \sin\beta}{2g}.$$

Für bestimmtes $u$ und $\beta$ wird $A = \max$ für $w_n = \max$; dies ist der Fall, wenn $c$ senkrecht zur getroffenen Fläche steht (strichpunktiertes Geschwindigkeitsdiagramm).

In diesem Falle ist

$$A' = 2\,Q\,\gamma\frac{u\,w_n' \sin\beta}{2g} = 2\,Q\,\gamma\frac{(c - c_1')\,c_1'}{2g}$$

und für $c_1' = \frac{c}{2} = u \sin\beta$ wird $A'_{max} = \frac{1}{2} Q \gamma \frac{c^2}{2g}$ wie oben.

Für die Ablenkung des Wassers durch eine stetig gekrümmte Führung (Fig. 690) folgen die Elementar-Kraftkomponenten (Beschleunigungskräfte)

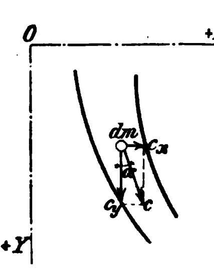



Fig. 690.

$$d X = d m \frac{d c_x}{d t} = M d c_x = M d (c \sin \alpha),$$

$$d Y = d m \frac{d c_y}{d t} = M d c_y = M d (c \cos \alpha)$$

und die in Richtung der Achsen ausgeübten Drücke

$$\left.\begin{array}{l} X = M(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) \\ Y = M(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) \end{array}\right\} . \quad 123$$

Der Beschleunigungsdruck in irgend einer Richtung ist gleich dem Produkt aus der sekundlichen Wassermasse mal Unterschied der in jener Richtung vorhandenen Geschwindigkeit zu Ende und Anfang des betreffenden Kanalstückes.

Mit diesen Beschleunigungskräften wirkt das Wasser auf die Führung (Kanalwand) zurück.

Unter Vernachlässigung der Schwere und Bewegungswiderstände ist $c_2 = c_1$, wenn der Überdruck in I gleich Null ist; die Führung braucht nur auf drei Seiten begrenzt zu sein. Es folgt in diesem Falle

$$X = M c (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1),$$

$$Y = M c (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^0$, entsprechend einer Ablenkung von $180^0$, wird $X = 0$ und $Y = -2 \frac{Q \gamma}{g} c$, d. h. auf das Wasser nach oben wirkend, und doppelt so groß wie beim senkrechten Auftreffen auf eine ebene Fläche; der nach unten auf die Führung ausgeübte Druck ist $Y = 2 \frac{Q \gamma}{g} c$.

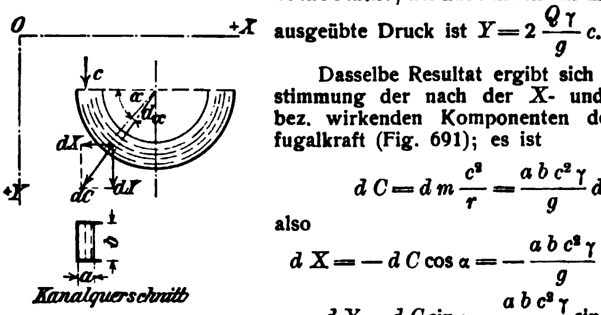



Fig. 691.

Dasselbe Resultat ergibt sich durch Bestimmung der nach der X- und Y-Achse bez. wirkenden Komponenten der Centrifugalkraft (Fig. 691); es ist

$$d C = d m \frac{c^2}{r} = \frac{a b c^2 \gamma}{g} d \alpha,$$

also

$$d X = - d C \cos \alpha = - \frac{a b c^2 \gamma}{g} \cos \alpha \, d \alpha,$$

$$d Y = d C \sin \alpha = \frac{a b c^2 \gamma}{g} \sin \alpha \, d \alpha.$$

Daher folgt in

horizontaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$X = -\frac{a\,b\,c^2\,\gamma}{g}(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1),$$

vertikaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$Y = -\frac{a\,b\,c^2\,\gamma}{g}(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^0$ folgt $X = 0$ und $Y = 2\frac{Q\gamma}{g}c$ wie oben.

Ist (Fig. 692) die Geschwindigkeit des Kanals $= u$, gleichsinnig und gleichgerichtet der anfänglichen Geschwindigkeit $c$, so ist statt $c$ die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ einzuführen ($c > u$); es folgen zwischen den Winkeln 0 und $\alpha$ als Komponenten des Führungsdruckes

$$X = -\frac{Q\gamma}{g}(c-u)\sin\alpha = -\frac{Q\gamma}{g}w\sin\alpha,$$

$$Y = \frac{Q\gamma}{g}(c-u)(1-\cos\alpha) = \frac{Q\gamma}{g}w(1-\cos\alpha).$$

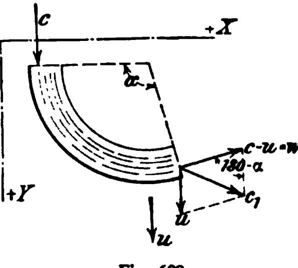



Fig. 692.

Die nutzbar gemachte Arbeit ist

$$A = Y u = \frac{Q\gamma}{g}u\,w\,(1-\cos\alpha) = \frac{Q\gamma}{g}(c-u)\,u\,(1-\cos\alpha);$$

sie wird für ein bestimmtes $\alpha$ am größten für $u = \frac{c}{2}$, und zwar ist

$$A_{\max} = \frac{Q\gamma}{g}\,\frac{c^2}{4}(1-\cos\alpha).$$

Für $\alpha = 180^0$ folgt $A_{\max} = \frac{1}{2}\,\frac{Q\gamma}{g}\,c^2$, d. i. die im Wasser enthaltene Energie.

Für $\alpha < 180^0$ (Fig. 692) ist die absolute Austrittgeschwindigkeit bestimmt durch

$$c_1^2 = (c-u)^2 + u^2 + 2\,(c-u)\,u\cos\alpha;$$

die entsprechende Energie ist

$$A_1 = \frac{Q\gamma}{g}\,\frac{c_1^2}{2}$$

und der Arbeitsverlust

$$A_v = A_0 - A - A_1 = \frac{Q\gamma}{g}\left[\frac{c^2}{2} - (c-u)\,u\,(1-\cos\alpha) - \frac{c_1^2}{2}\right] = 0;$$

Energie wird nicht verloren.

Die Krümmung des Kanals ist unter Vernachlässigung der Bewegungswiderstände ohne Einfluß.

Ist die Geschwindigkeit $u$ des Kanals nicht gleichgerichtet derjenigen $c$ des eintretenden Wassers (Fig. 693), so muß zur Vermeidung von Stoßverlusten die relative Geschwindigkeit $w$ in Richtung des ersten Kanalelementes fallen, d. h. es besteht die Beziehung

$$w : c = \sin \alpha_0 : \sin \alpha_1.$$

Ist der Krümmungshalbmesser veränderlich, so folgt nach Fig. 694

$$X = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g} \cos\alpha\, d\,\alpha = -\frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1);$$

$$Y = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g} \sin\alpha\, d\,\alpha = -\frac{a\,b\,w^2\,\gamma}{g}(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1).$$

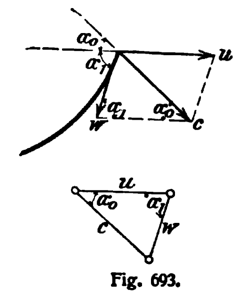



Fig. 693.

Fig. 694.

Hierin ist

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2\,u\,c\sin\alpha_0.$$

Die nutzbar gemachte Arbeit beträgt

$$A = Y\,u,$$

die im abfließenden Wasser enthaltene

$$A_1 = \frac{Q\,\gamma}{2\,g}\,c_1^2,$$

und es läßt sich wieder die Beziehung nachweisen

$$A_v = A_0 - A - A_1 = 0.$$

Mit der stetigen Ablenkung des Strahles sind unter obigen Voraussetzungen keine Energieverluste verknüpft.

Bei einem in Querschnitt I vorhandenen Überdruck ist, von Schwere und Bewegungswiderstand abgesehen, $c_2 > c_1$, die Führung ist geschlossen, ein ausgefüllter Kanal; in diesem Falle pflegen die auf letzteren seitens des Wassers ausgeübten Drucke als Reaktion des Wassers bezeichnet zu werden. Die Komponenten nach Richtung der $X$- und $Y$-Achse folgen nach Gl. 123 (S. 768).

Reaktionskräfte sind mit jeder Änderung der Geschwindigkeit nach Größe und Richtung verknüpft, daher auch im Falle $c_2 = c_1 = c$ vorhanden.

Beispiel. Bei der aus Fig. 695 ersichtlichen Sachlage beträgt für den ruhenden Kanal, sofern die hydraulischen Drücke in I und II bezw. $h_1$ und $h_2$ sind, und wenn die Wassergeschwindigkeit $w_1$ mit dem ersten Element des Kanals gleichgerichtet ist,

die Druckhöhe im Querschnitt I

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g},$$

diejenige im Querschnitt II

$$\frac{p_2}{\gamma} = h_2 + \frac{w_2^2}{2g} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g} + h_r.$$

Hieraus folgt

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + h_1 + h_r - h_2 = H \text{ und } w_2 = \sqrt{2gH}.$$

Die Beschleunigungskraft in Richtung der positiven $X$-Achse ist

$$X = \frac{Q\gamma}{g}(-w_2 \sin\alpha_2 - w_1 \sin\alpha_1)$$
$$= -\frac{Q\gamma}{g}(w_2 \sin\alpha_2 + w_1 \sin\alpha_1);$$

ebenso folgt

$$Y = \frac{Q\gamma}{g}(w_2 \cos\alpha_2 - w_1 \cos\alpha_1).$$

Fig. 695.

Je nach Größe und Richtung der Geschwindigkeiten wird $Y \gtrless 0$ sein.

Im Falle der Bewegung des Kanals stellt $w$ allgemein die relative Geschwindigkeit dar; die nutzbar gemachte Arbeit ist

$$A = Xu = \frac{Q\gamma}{g}(w_2 \sin\alpha_2 + w_1 \sin\alpha_1)\,u.$$

Nach Figur ist

$$c_1^2 = w_1^2 + u^2 + 2uw_1 \sin\alpha_1, \text{ also } uw_1 \sin\alpha_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u^2}{2},$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \sin\alpha_2, \text{ also } uw_2 \sin\alpha_2 = -\frac{c_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u^2}{2};$$

somit folgt

$$A = Q\gamma\left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g}\right) = Q\gamma\left(H - \frac{c_2^2}{2g}\right).$$

Die verfügbare Arbeit ist

$$A_0 = Q\gamma H,$$

somit der Arbeitsverlust

$$A_1 = A_0 - A = Q\gamma\frac{c_2^2}{2g};$$

derselbe ist gleich der im abfließenden Wasser enthaltenen Energie und gleich groß dem früher ermittelten Verlust im Falle $w_2 = w_1$, d. h. Überdruck $= 0$.

Unter den gemachten Voraussetzungen (Vernachlässigung der Schwere und widerstandslose Bewegung) ist es, sofern $c_2$ gleich groß ist, für die Arbeitsfähigkeit des Wassers gleichgültig, ob die Durchflußgeschwindigkeit $w$ konstant, also der Überdruck in I gleich Null ist, das Wasser sonach nur abgelenkt wird, oder ob $w$ entsprechend einem in I vorhandenen Überdruck veränderlich ist, die Geschwindigkeit $w$ sich demnach sowohl nach Größe als nach Richtung ändert.

# B. Wasserkraftanlagen.

Die Konzentrierung des Gefälles zwischen zwei Punkten des Wasserlaufes an einem bestimmten, zwischenliegenden Punkt erfolgt durch

Anstauung des Wassers und Überführung desselben auf einem, möglichst geringen Widerstand bietenden Weg (Wasserführung).

Zum Anstauen dienen Wehre, entweder fest (dicht), wenn dadurch die ganze Flußbreite dauernd abgesperrt wird, oder beweglich (licht), wenn die Durchflußöffnung veränderlich ist (Schleusen- oder Schützenwehre, Klappen-, Trommel-, Nadelwehre). Je nachdem die Wehroberkante (Wehrkrone) über oder unter dem Unterwasser liegt, unterscheidet man Überfall- oder Grundwehre.

Bei veränderlichem Wasserstand kann dasselbe Wehr Grund- und Überfallwehr sein, wenn die Wehrkrone zwischen dem höchsten und niedrigsten Unterwasser, d. i. das hinter (wasserabwärts) der Stauvorrichtung befindliche Wasser, liegt.

Die Anordnung des Wehres erfolgt zweckmäßig normal zum Flußlauf und, sofern fest, an möglichst breiter Stelle desselben, um die Hochwasserabfuhr zu erleichtern, den Hochwasserstau gering zu halten.

Oberhalb des Wehres[1]), parallel zum Flußlauf, wird der Obergraben angeschnitten; der Eintrittwiderstand bei der Ablenkung des Wassers um ca. 90° wird durch große Eintrittfläche (geringe Geschwindigkeit) klein gehalten.

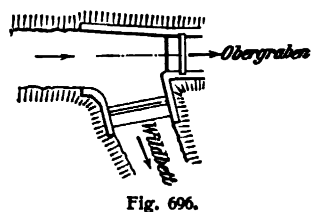


Fig. 696.

Die Anordnung des Einlaufes nahezu senkrecht zum Flußlauf (Fig. 696) gestattet zwar die Nutzbarmachung der Wassergeschwindigkeit im Flußlauf für Zwecke des Eintrittes, wirft aber auch das Geschiebe in den Obergraben, ist daher unzweckmäßig.

Am Einlauf ist ein Rechen und eine über Hochwasser abschließende Absperrschütze anzubringen.

Die Wasserführung erfolgt entweder mittels offenen Grabens (Werkkanal, Gerinne) oder geschlossener Rohrleitung oder beides, je nach Gefälle und Geländeverhältnissen.

Die Anlegung der Grabensohle ist mit dem nach Gl. 122 (S. 765) errechneten relativen Wasserspiegelgefälle zu bewirken. Geringhaltung desselben und damit des gesamten Widerstands- oder Transportgefälles bedingt geringe Geschwindigkeit, 0,25 bis 1,25 m, bei offenen Graben und Gerinnen, bei Rohrleitungen bis zu 3 m und darüber, je nach Gefälle; bezüglich der Wassergeschwindigkeit im Graben ist von dem, für den jeweils vorliegenden Fall als zulässig erachteten Gefällverlust infolge der Bewegungswiderstände auszugehen. Außerdem liegt im Interesse geringen Transportgefälles ein kleines Verhältnis $\frac{\text{benetzter Umfang}}{\text{Wasserquerschnitt}} = \alpha$; in dieser Richtung ist für offene Graben am günstigsten Rechteckquerschnitt (senkrechte, gemauerte oder hölzerne Kanalwände) mit einer Wassertiefe = halbe Breite, also $b = 2\,a$. Bei trapezförmigem Querschnitt (Fig. 697, Neigungswinkel der Kanalwände entsprechend dem Böschungswinkel des betreffenden Materials,

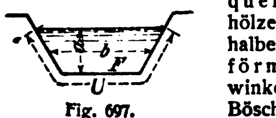


Fig. 697.

[1]) Vergl. A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz". (Z. d. V. d. I. 1897 S. 792 u. ff.)

andernfalls event. befestigte Wände) ist die Wassertiefe ungefähr der halben mittleren Querschnittsbreite zu machen.

Wenn möglich, ist die Sohle wegen der Querschnittsverminderung durch event. Eisbildung etwas tiefer zu legen, als der Rechnung zugrunde gelegt wurde.

Bei stark Geschiebe führendem Wasserlauf ist hinter dem Einlauf eine nach dem Wildbett führende Kiesschütze anzuordnen.

Im Falle der Zuführung des Wassers mittels Rohrleitung ist bei der hier üblichen, verhältnismäßig großen Geschwindigkeit besonders auf Geringhaltung des Eintrittwiderstandes durch Abrundung der Kanten am Einlaufquerschnitt und ferner darauf zu achten, daß dessen Scheitel in genügender Tiefe unter dem Oberwasserspiegel liegt, damit keine Luft eingezogen wird (Fig. 698). Im übrigen sind Querschnitts- und Richtungsänderungen tunlichst zu vermeiden und letztere, sofern sie wegen der Geländeverhältnisse unumgänglich sind, durch Krümmungen mit großem Halbmesser zu bewirken.

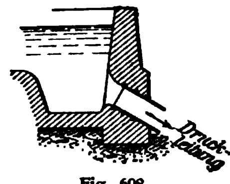


Fig. 698.

An der Kraftstation ist gleichfalls Rechen- und Schützenanlage erforderlich; für die Lichtweite des Rechens sind event. vorhandene, die Fischzucht betreffende Bestimmungen und bei Turbinenbetrieb — behufs Vermeidung von Verstopfungen — die kleinste Schaufelweite des Turbinenlaufrades bestimmend; sehr kleine Turbinenlaufräder zwingen zu größerer Rechenweite, als der kleinsten Lichtweite der Räder entspricht.

Die benetzte Rechenfläche ist von der Durchflußgeschwindigkeit abhängig, welche zwecks Geringhaltung des Rechenverlustes klein gewählt wird, etwa 0,25 bis 0,50 m.

Für die Stablänge ist die Möglichkeit des Reinigens des Rechens bestimmend; die Stäbe reichen bis über den höchsten Wasserstand oder das Hochwasser wird im Falle zu großer Stablänge durch eine besondere Hochwasserschutzwand abgehalten.

Nicht zu übersehen ist die Anordnung einer Leerschütze (Freiarche, Grundablaß), event. mit Eisablaßvorrichtung dadurch, daß die Tafel zweiteilig und zum Kuppeln beider Teile eingerichtet ist.

Im Interesse gleichmäßigen Zuflusses für den am gleichen Werkkanal befindlichen Unterlieger (Wasserberechtigten) ist die Anordnung eines reichlichen, möglichst breiten Überfalles oder Übereiches erforderlich, namentlich bei langem Obergraben und stark schwankendem Kraftbedarf der Anlage, besonders wenn diese mit selbsttätiger Regulierung ausgestattet ist.

Die Kupplung der Einlaßschütze mit der Leerschütze (Wechselfalle) derart, daß beim Schließen ersterer sich letztere um gleich viel öffnet, ist unwirtschaftlich.

Rücksichtlich der Anlagekosten ist die Kraftanlage möglichst nahe dem Ende der Wasserführung anzuordnen, damit der kostspieligere Untergraben kurz ausfällt. Derselbe erhält eine horizontale oder nach dem Wildbett ansteigende Sohle, letzteres besonders bei Turbinen mit Sauggefälle.

Gefälle. Das für die Leistung der Wasserkraftmaschinen maßgebende Nutz- oder Nettogefälle $H_n$ ist gleich dem Brutto-

oder geodätischen Gefälle abzüglich aller durch die Wasserführung bedingten Gefällverluste; die im ankommenden Wasser enthaltene und die für Abfluß desselben aufzuwendende Bewegungsenergie sind zu berücksichtigen[1]. Hiernach ist an Hand der Fig. 699 der Höhenunterschied zwischen $A$ und $B$ die aufzuwendende Druckhöhe zur Erzeugung der Eintrittgeschwindigkeit, sofern die Wassergeschwindigkeit im Flußlauf hierzu nicht herangezogen wird, und zur Überwindung des Eintrittwiderstandes, also

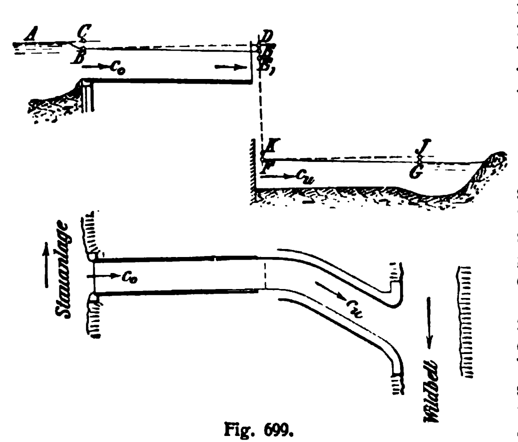



Fig. 699.

$$\overline{BC} = (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Höhenunterschied zwischen $B$ und $E$ ist das Widerstandsgefälle im Obergraben, sofern $c_0 = c_E$ = konstant ist, bezw. derjenige zwischen $B$ und $E_1$ die Summe von Widerstands- und Beschleunigungsgefälle, wenn die Geschwindigkeit derart zunimmt, daß $c_{E_1} > c_E$.

Im Untergraben ist das Widerstandsgefälle $= \overline{GJ}$ und die zur Erzeugung der Abflußgeschwindigkeit aufzuwendende Druckhöhe

$$\overline{KF} = \frac{c_u^2}{2g};$$

es folgt somit

$$H_n = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EK} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EF} - \frac{c_u^2}{2g},$$

sofern $c_0$ = konst., bezw.

$$H_n = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1K} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1F} - \frac{c_u^2}{2g},$$

wenn $c_0$, nicht konst., die Geschwindigkeit des in $E_1$ ankommenden Wassers ist.

Nur wenn $c_u = c_0$ ist, ergibt sich als Nettogefälle die Wasserspiegelhöhendifferenz am Motor zwischen den Querschnitten, in denen die Wassergeschwindigkeiten $c_0$ bezw. $c_u$ sind.

In vielen Fällen ist $c_u$ wenig von $c_0$ verschieden, so daß mit der Höhendifferenz der Wasserspiegel als Nutzgefälle gerechnet werden darf.

---

[1] C. v. Bach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1872, S. 289 u. f., sowie „Die Wasserräder", Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

Die Zuflußgeschwindigkeit $c_0$ wird bisweilen für Eintrittzwecke nur mangelhaft ausgenutzt[1]), der Verlust ist auf das Konto der Kraftmaschine zu setzen; dagegen wird bei gewissen Anordnungen das Wasser dem Untergraben mit der richtigen Geschwindigkeit nach Größe und Richtung zugeführt; die Höhe $\overline{KF}$ ist dem Motor gutzuschreiben.

Bei Zuführung mittels Rohrleitung ist der mit derselben verknüpfte Verlust, wenn er nicht zu Lasten der Kraftmaschine geht, wie es meist der Fall ist, auszuschalten; es wird der hydraulische Druck am Motor mittels Manometers gemessen. Die Zurechnung der Geschwindigkeitshöhe gibt die hydrostatische Druckhöhe im Einlauf; der andere Teil des Gefälles, vom Einlauf bis Unterwasserspiegel, ist leicht bestimmbar.

Das Gefälle selbst ist mit der Wassermenge derart veränderlich, daß mit Zunahme letzterer das Gefälle abnimmt und umgekehrt. Es steigt bei Stauanlagen mit zunehmender Wassermenge der Unterwasserspiegel rascher an als der Oberwasserspiegel — das Gefälle nimmt ab. Bei abnehmender Wassermenge sinkt der Oberwasserspiegel langsam und verbleibt schließlich (vom Abarbeiten abgesehen, im Falle die verarbeitete Wassermenge vorübergehend größer ist, als die vom Flußlauf dargebotene) in Wehrkronenhöhe, während der Unterwasserspiegel unabhängig vom Oberwasserspiegel weitersinkt — das Gefälle nimmt zu.

## C. Unterschied zwischen Wasserrädern und Turbinen.

Das im Wasser enthaltene Arbeitsvermögen drückt sich aus durch

$$A = 1000\, Q\, H,$$

worin

$Q$ die sekundliche Wassermenge in cbm,
$H$ das Gefälle in m bezeichnet.

Das Wasser fällt entweder mit gleichförmiger Geschwindigkeit von der Höhe $H$ herab, indem es Zellen füllt und auf diese drückend niedersinkt: Wirkungsweise des Wassers durch sein Gewicht in Wasserrädern — Ausnutzung der potentiellen Energie des Wassers, oder es fließt mit einer Geschwindigkeit, welche zuzüglich derjenigen der Bewegungswiderstände der gesamten Höhe $H$ (oder einem Teile derselben) entspricht, aus und wird durch gekrümmte Schaufeln abgelenkt, hierdurch einen Druck (Reaktion) auf dieselben ausübend: Wirkungsweise des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit in Turbinen —, Ausnutzung der kinetischen Energie.

Der der Höhe $H$ entsprechende hydrostatische Druck kann auf den in einem Cylinder hin und her gehenden Kolben wirken und damit durch einen Kurbelmechanismus die für Kraftmaschinen geeignete Rotationsbewegung erzeugt werden: Wirkungsweise der Wassers in Wassersäulenmaschinen (Umkehrung der Kolbenpumpen).

## D. Wasserräder[2]).

Je nachdem der Wassereintritt im Scheitel — bei großer Umdrehungszahl auch vor dem Scheitel — des Rades erfolgt oder aber das Wasser demselben durch eine besondere Einlaufvorrichtung (Kulisse)

---

[1]) Dr. R. Camerer, „Neue Diagramme zur Turbinentheorie", S. 8 u. f., Berlin 1902, Rich. Dietze.

[2]) Nach C. v. Bach, „Die Wasserräder", II. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

in bestimmter Richtung oberhalb der Höhe der Radachse oder in der Mitte des Rades zugeführt wird, unterscheidet man oberschlächtige und rücken- oder mittelschlächtige Wasserräder; letztere werden auch als Wasserräder mit Kulisseneinlauf bezeichnet.

Bei Wasserrädern mit Überfalleinlauf erfolgt der Wassereintritt zumeist unterhalb der Höhe der Radachse durch eine Überfallschütze. Bei den unterschlächtigen Wasserrädern wirkt das im unteren Teile des Radumfanges eintretende Wasser entweder nur durch Stoß (reine Stoßräder) oder aber zum größeren Teile durch Aktion auf die radialen oder wenig geneigten bezw. gekrümmten Radschaufeln ein.

Es sei

$Q$ die zufließende Wassermenge in cbm/sek,
$H$ das wirksame Gefälle in m,
$N = \frac{1000\,QH}{75}$ die verfügbare Arbeitsstärke der Wasserkraft in PS,
$N_n = \eta\, N$ die Nutzleistung des Rades in PS,
$\eta = N_n : N$ der Gesamtwirkungsgrad des Rades,
$n$ die minutliche Umdrehungszahl des Rades,
$D = 2\,R$ der äußere Durchmesser des Rades in m,
$b$ die lichte Radbreite und $a$ die lichte Radtiefe in m,
$z$ die Anzahl der Schaufeln,
$t = \pi D : z$ die Schaufelteilung in m,
$u = \frac{2\pi R n}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in m/sek,
$q = \frac{60\,Q}{z\,n}$ das in einem Schaufelraume enthaltene Wasser in cbm,
$E = \frac{Q}{a\,b\,u}$ der Füllungskoeffizient,
$g$ die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek².

## a) Oberschlächtige Wasserräder.

Man wählt die Umfangsgeschwindigkeit je nach dem verfügbaren Gefälle

$$u = 1{,}5 \text{ bis } 2{,}0 \text{ m/sek.}$$

Für die wagerechte Komponente $c_h$ der Geschwindigkeit des Wasserstrahles im Punkte $A$ (Fig. 700) kann als erster Anhalt dienen

$$c_h = 2{,}5\sqrt{u};$$

die hierzu erforderliche Druckhöhe ist

$$h_0 = (1 + \zeta')\frac{c_h^2}{2g},$$

worin für den Widerstandskoeffizienten $\zeta'$, je nachdem der Einlauf mehr oder weniger sorgfältig ausgeführt wird, 0,1 bis 0,15 gesetzt werden kann.

Die Mittellinie $ABP$ des Wasserstrahles ist eine Parabel mit $A$ als Scheitel (bestimmt durch $h_0$), der Wagerechten $c_h$ als Scheiteltangente, der durch $A$ gezogenen Lotrechten als Hauptachse, dem Parameter $2\,p$ und mit dem um

$$AG = \frac{p}{2} = \frac{c_h^2}{2g} = \frac{h_0}{1+\zeta'}$$

unterhalb $A$ gelegenen Brennpunkte $G$. Ein beliebiger Punkt $P$ der Parabel ergibt sich dadurch, daß $AI = A_1$ gezeichnet und von $G$ aus mit $GI$ als Halbmesser ein Kreis beschrieben wird. Der Schnittpunkt $P$ des Kreises mit der durch 1 gezogenen Wagerechten ist ein Punkt der Parabel und die Gerade $PI$ Tangente im Punkte $P$. Eine Tangente an die Parabel unter dem Winkel $\alpha = 15^0$ mit der Wagerechten gibt den Berührungspunkt $B$. Dieser kann als der Scheitelpunkt des Rades angenommen werden.

Nach Annahme des Freihängens $x'' = 0,03$ bis 0,10 m (je nach dem etwa zu erwartenden Steigen des Unterwasserspiegels), der

Fig. 700.

Dicke $\delta$ der Einlaßschaufel (bei Eisenblech $\delta = 5$ bis 8 mm), des Spielraumes $x_0$ zwischen Radumfang und Unterkante Einlaufblech (bei nicht zu breiten eisernen Rädern $x_0 \geqq 5$ mm, bei hölzernen Rädern $x_0 \sim 15$ mm) und der Größe $x' = R - \overline{JL}$ ergibt sich der Durchmesser des Rades (in m) aus

$$D = 2R = H - [h_0 + 0,5\,s_0 + \delta + x_0 - x' + x''].$$

Zur Gewinnung eines vorläufigen Wertes $D$ schätze man

$$D = H - \left(1,1\,\frac{c_h^2}{2g} + 0,2\right) \text{ bis } D = H - \left(1,1\,\frac{c_h^2}{2g} + 0,1\right).$$

Mit dem erhaltenen $D$ wird, unter Annahme einer passenden Umdrehungszahl $u = \frac{\pi D n}{60}$ ermittelt, dann nochmals $c_h$ berechnet und $h_0$ festgestellt.

Die Radtiefe kann betragen

$$a = \frac{1}{6}\sqrt[3]{H} \text{ bis } \frac{1}{4}\sqrt[3]{H};$$

damit folgt für die Radbreite

$$b = \frac{Q}{a\,u\,\varepsilon},$$

worin $\varepsilon = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ zu nehmen ist.

Für $b > 1{,}7$ m ist ein mittlerer Kranz oder wenigstens eine Unterstützung des Radbodens nötig.

Die Strahlbreite ist zu wählen

$b_0 = b - 0{,}4$ bis $b - 0{,}2$ für Räder ohne Mittelkranz,

$\frac{b_0}{2} = \frac{b}{2} - 0{,}4$ „ $\frac{b}{2} - 0{,}2$ „ „ mit „

Die Strahldicke beträgt

$$s_0 = \frac{Q}{b_0\,c_h}.$$

Die absolute Eintrittgeschwindigkeit $c$ des Wassers im Punkte $B$ ergibt sich zu

$$c = \frac{c_h}{\cos\alpha};$$

damit folgt aus dem Parallelogramm der Geschwindigkeiten die relative Geschwindigkeit des bei $B$ eintretenden Wasserteilchens bezw. aus dem absoluten Weg $BP$ die relative Bahn $BP''N$ desselben, indem durch $P$ der Halbmesser $MPT$ gezogen und Kreisbogen $TU = BP'u : c_h$ gemacht wird. Der durch $U$ bestimmte Halbmesser $UP''M$ schneidet den aus dem Radmittelpunkte $M$ durch $P$ beschriebenen Kreisbogen $PP''$ in dem gesuchten Punkte $P''$.

Die Schaufelkurve wird mit Rücksicht auf den Austrittverlust bei eisernen Schaufeln aus zwei Kreisbogen $QQ_1$ und $Q_1Q_2$ derart zusammengesetzt, daß sie, die relative Bahn $BN$ berührend, den Radumfang in einem Punkte $Q$ schneidet, der um den Bogen $BQ \gtrless \frac{1}{2}t = \frac{1}{2}QO$ von $B$ absteht; in $Q_2$ schließt sich eine gerade, radial gerichtete Strecke an, deren Länge mindestens gleich der Höhe des Winkeleisens ist, das zur Befestigung der Schaufel an dem Radboden dient. Bei Rädern mit Kropf wird sich die Schaufelform der relativen Bahn möglichst anschließen.

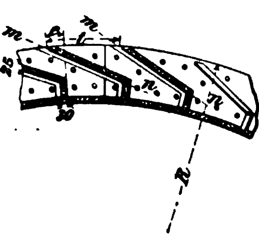


Fig. 701.

Bei hölzernen Schaufeln wählt man den Winkel, unter dem die Schaufel den Radumfang schneidet, etwa 30°, so daß die Richtungen $mn$ (Fig. 701) Tangenten eines Kreises vom Halbmesser $0{,}866\,R$ werden; bei größeren

Füllungen geht man mit diesem Halbmesser bis zu 0,9 $R$, bei kleinen herab bis auf 0,85 $R$. Die Deckung $e$ kann etwa $^1/_4\, t$ betragen.

Die Schaufelteilung $t$, d. h. die mittlere Entfernung zweier Schaufeln am äußersten Radumfange, ist gleich dem $^4/_3$- bis $^3/_2$fachen der Länge des Einlaufbogens $CD$ (Fig. 700) zu nehmen.

Mit $t$ folgt die vorläufige Schaufelzahl

$$z = \frac{\pi D}{t}.$$

Mit Rücksicht auf die Konstruktion des Rades ist $z$ als ein Vielfaches der Armzahl zu wählen; diese kann (wenn $D$ in m) etwa

$$D + 2 \text{ bis } D + 3$$

genommen werden.

Der Gesamtwirkungsgrad richtig gebauter oberschlächtiger Wasserräder beträgt bei größeren Gefällen bis $\eta = 0{,}85$.

### b) Wasserräder mit Kulisseneinlauf.

Sie werden bei veränderlichem Ober- und Unterwasserspiegel und nicht zu großen veränderlichen Wassermengen und Gefällen angewendet.

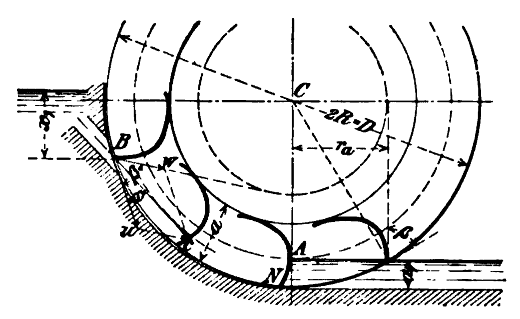



Fig. 702.

Für Schaufelräder nach Fig. 702, die im Unterwasser eintauchen, kann der Raddurchmesser genommen werden

$$D = H + 3{,}5 \text{ m},$$

ferner die Umfangsgeschwindigkeit, je nach Umständen,

$$u = 1{,}6 \text{ bis } 2{,}2 \text{ m/sek}.$$

Die Radtiefe kann etwa betragen

$$a = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}} \text{ bis } 0{,}5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$$

und mehr, namentlich dann, wenn der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist.

Für die Radbreite gilt

$$b = \frac{Q}{a\,u\,\varepsilon}, \text{ worin } \varepsilon = 1/3 \text{ bis } 2/3,$$

und für die Schaufelteilung

$$t = 0{,}5\,a \text{ bis } 0{,}7\,a.$$

Schaufel- und Armzahl sind wie bei oberschlächtigen Wasserrädern zu wählen.

Unter der Voraussetzung, daß das Wasser unmittelbar vom Rade angenähert mit der Geschwindigkeit $u$ abfließt, kann die Eintauchtiefe genommen werden

$$a_1 = \frac{Q}{b\,u}.$$

Der Spielraum zwischen eisernen Rädern und dem steinernen Kropf kann 5 mm und weniger betragen.

Die Richtung des äußersten Schaufelmantels wird bestimmt durch

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}; \quad \sin\beta = (R - a_1) : R.$$

Hiervon kann man etwas nach oben oder unten abweichen, und zwar um so mehr, je weniger Wert darauf gelegt wird, daß die Schaufeln aus dem Unterwasserspiegel lotrecht austauchen.

Schaufelform. Bei lotrechtem Austauchen ist $NA$ die Evolvente an dem Grundkreise vom Halbmesser $CA = R\sin\beta = R - a_1$ oder ein Kreisbogen, der sich dieser Evolvente möglichst anschließt. Von $A$ an ist die Schaufel rasch nach oben zu krümmen, sowie derart und so weit zu führen, daß kein Wasser in das Radinnere übertreten kann.

Einlauf. Der Winkel $\alpha$, unter dem die Kulissen an das Rad anschließen, ergibt sich aus $\operatorname{tg}\alpha \backsim 0{,}5$.

Damit folgt die Größe der absoluten Eintrittgeschwindigkeit $c$ für die oberste Kulisse zu

$$c = u\,\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}.$$

Die Tiefe des Punktes $B$ unter dem Oberwasserspiegel wird

$$x_1 = (1 + \zeta')\,\frac{c^2}{2g},$$

worin — für mittlere Verhältnisse — $\zeta' = 0{,}12$ bis $0{,}15$ gesetzt werden kann.

Kulissenform. Je nach der verfügbaren Wassermenge $Q$ wählt man die Anzahl der übereinanderliegenden Kulissen (Weite derselben etwa $s = 0{,}06$ bis $0{,}10$ m) und nähert sie dem Radumfange derart, daß ihre Mittellinien mit diesem den Winkel $\alpha$ bilden, bestimmt sodann den Schwerpunkt jeder Austrittöffnung und mißt die demselben entsprechende Druckhöhe $h$. Die aus jeder Öffnung sekundlich ausströmende Wassermenge beträgt dann

$$q = \mu\,b_0\,s\,\sqrt{2\,g\,h},$$

worin noch $b_0$ die lichte Kulissenbreite, $\mu$ den Ausflußkoeffizienten (und zwar $\mu$ bis 0,94 bei eisernen Radschaufeln, bei hölzernen um 5% bis 10% kleiner) bedeutet.

Die Stärke des Kulissenbleches kann 5 bis 8 mm genommen werden.

Es muß nun
$$\Sigma q = Q$$
sein; andernfalls ist die gewählte Anzahl der Kulissen bezw. deren Weite entsprechend zu ändern. Außerdem ist nachzurechnen, ob die gegebene Wassermenge auch durch die oberen Querschnitte der Kulissen einzutreten imstande ist.

Es empfiehlt sich, bei z. B. drei Kulissen die sekundlich durchfließenden Wassermengen etwa
$$q_1 = q_2 = q_3$$
zu machen und die Kulissenwerte hiernach rechnerisch zu ermitteln.

Zu den Arbeitsverlusten beim Eintritt und Austritt des Wassers, die bei diesem Rade im allgemeinen kleiner sind als beim oberschlächtigen Rade, kommen noch solche während des Verweilens des Wassers im Rade hinzu.

Der Gesamtwirkungsgrad erreicht trotzdem, bei richtig entworfenen und sorgfältig ausgeführten Rädern (Gefälle von 3 m bis 4 m vorausgesetzt), den Wert $\eta = 0{,}85$; dabei soll die Geschwindigkeit, die das Wasser beim Verlassen des Rades besitzt, für den Abfluß nutzbar gemacht werdrn.

### c) Wasserräder mit Überfalleinlauf.

Diese Räder sind für kleine und mittlere Gefälle, besonders bei stark veränderlichem Unterwasserspiegel, geeignet. Die Ausführungen zeigen entweder gewöhnliche kurze Schaufeln oder solche, die nach Zuppinger weit in das Innere des Rades treten.

Die Konstruktion der Räder stimmt mit derjenigen der Kulissenräder nahezu überein. Der einzige Unterschied besteht darin, daß das Wasser über eine Schütze fallend und nicht durch eine Führung nach unten gezwungen in das Rad eintritt.

Man findet für den Durchmesser gewöhnlicher Räder
$$D = 3\,H \text{ bis } 4\,H$$
und für die Umfangsgeschwindigkeit etwa
$$u = 1{,}4 \text{ bis } 1{,}7 \text{ m/sek.}$$

Einlauf. Die Stellung $A$ (Fig. 703) der mit Leitblech versehenen Schütze beim Überfließen der normalen Wassermenge $Q$ ist bestimmt durch
$$Q = \mu\, b_0\, h \sqrt{2\,g\,h},$$
worin $b_0$ die nutzbare Überfallbreite, $h$ die Tiefe des Punktes $A$ unter dem Oberwasserspiegel und $\mu = 0{,}50$ bis herab auf $\mu = 0{,}45$ (bei Holzschaufeln) bedeutet.

Für die mittlere Schicht $A_m X S$, in der der ganze Wasserstrahl zusammengedrängt gedacht werden kann, ergibt sich aus
$$0{,}5\,Q = \mu\, b_0\, h_m \sqrt{2\,g\,h_m}$$
der Scheitel $A_m$ der Parabel, deren Brennpunkt $G$ um
$$A_m G = 10/11\, h_m$$
unter $A_m$ liegt.

Alsdann berechnet man die Eintauchtiefe $a_1$ (s. S. 778) und erhält damit den Abstand
$$R - (H + a_1),$$

um den die Radachse senkrecht über dem Oberwasserspiegel liegt. Von einem Punkte der hierdurch bestimmten Wagerechten ist mit $R$ als Halbmesser ein Kreis zu beschreiben derart, daß sein Schnittpunkt $X$ mit der Parabel um etwa 0,40 m bis 0,45 m unter dem Oberwasser liegt. Für den Schnittpunkt $X$ wird das Parallelogramm der Geschwindigkeiten mit

$$c = 0{,}95\sqrt{2\,g\,X}$$

gezeichnet und sodann geprüft, ob die Zerlegung von $c$ in Richtung des Radumfanges eine Komponente ergibt, die nahezu gleich der Umfangsgeschwindigkeit $u$ des Rades ist. In diesem Falle kann $X$ für

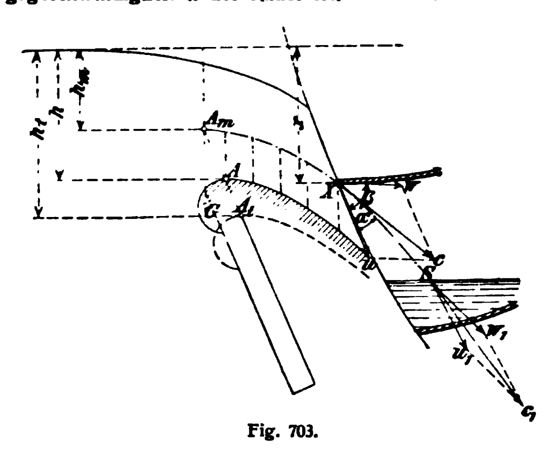


Fig. 703.

den Eintritt des mittleren Wasserstrahles beibehalten werden. Andernfalls ist der Mittelpunkt des Rades auf der vorgenannten Wagerechten zu verschieben oder der Radhalbmesser $R$ oder auch die Umfangsgeschwindigkeit $u$ entsprechend zu ändern. Der tiefste Stand der Schütze (Stellung $A_t$ derselben) ergibt sich aus

$$Q_{\max} = \mu\, b_0\, h_t \sqrt{2\,g\,h_t},$$

wenn $Q_{\max}$ die größte Wassermenge (in cbm/sek) ist, die noch überfließen soll.

Der Wirkungsgrad dürfte etwa $\eta = 0{,}60$ bis $0{,}65$ betragen.

Bei den Zuppingerschen Rädern ist auf ein senkrechtes Austreten der Schaufeln aus dem Unterwasser verzichtet. Der betreffende Neigungswinkel gegen die Wagerechte beträgt hier 70° bis 75° bei einer Eintauchtiefe $a_1 = 0{,}3$ m; er soll bei dem höchsten in Rücksicht zu ziehenden Wasserstande noch mindestens 45° bis 55° betragen.

Die Radtiefe $a$ hängt von der Veränderlichkeit des Unterwasserspiegels ab und liegt etwa zwischen $^1/_8\,R$ und $^2/_8\,R$ ($R$ = Radhalbmesser); jedenfalls muß $a$ so bemessen werden, daß das Wasser nicht in das Radinnere übertreten kann.

Die Umfangsgeschwindigkeit kann

$$u = 1{,}1 \text{ bis } 1{,}3 \text{ m/sek},$$

der Raddurchmesser

$$D = 2(H + a_1 + 0{,}7 \text{ bis } 1{,}2 \text{ m})$$

(mit $a_1 = 0{,}3$ bis 0,5 m) gewählt werden.

Der Füllungskoeffizient soll

$$\varepsilon = 0{,}5$$

nicht überschreiten.

Der Wirkungsgrad beträgt

$$\eta = 0{,}65 \text{ bis } 0{,}78.$$

### d) Unterschlächtige Wasserräder.

Sie werden für kleine Gefälle ($H = 0{,}2$ bis 1,5 m), und zwar entweder als reine Stoßräder mit radialen oder wenig geneigten Schaufeln oder nach Poncelet mit gekrümmten Schaufeln ausgeführt. Im letzteren Falle wirkt das Wasser zum größten Teil durch Aktion auf die Schaufeln ein. Die Räder laufen in einem geraden Gerinne mit Steigung von 1 : 20 oder in einem kleinen Kropf. Das Wasser fließt unter einer um etwa 60° gegen die Wagerechte geneigten Spannschütze dem Rade zu.

Für Stoßräder ($\eta \leq 0{,}35$) kann $u = 0{,}4\sqrt{2gH}$ und $D$ bis zu 6 m, für Ponceleträder ($\eta \leq 0{,}7$) $u = 0{,}55\sqrt{2gH}$, $D = 4H$, $\varepsilon = 0{,}5$, $a = 0{,}75$ bis 1,2 m und $t = 0{,}3\,H$ gewählt werden.

## E. Turbinen[1]).

Je nach der Richtung des dem Laufrade zufließenden Wassers unterscheidet man Achsial-, Radial- oder Diagonalturbinen; der Wassereintritt erfolgt parallel, senkrecht oder schräg zur Turbinenachse.

Bei Radialturbinen kann außerdem das Wasser am äußeren oder inneren Umfange des Laufrades eintreten; man spricht von solchen mit äußerem oder innerem Leitrad bezw. äußerer oder innerer Beaufschlagung. Das Wasser kann hierbei von oben oder unten zugeführt werden.

Hinsichtlich der hydraulischen Wirkung des Wassers ist zu unterscheiden zwischen Reaktions- oder Überdruckturbinen und Aktions- oder Druckturbinen. Bei ersteren ist die Wassergeschwindigkeit beim Eintritt in das Laufrad kleiner, als der Gefällhöhe entspricht — es ist ein auf Vermehrung der relativen Wassergeschwindigkeit hinwirkender Überdruck (Pressung) vorhanden; das Wasser leistet Arbeit durch Änderung der Richtung und Größe seiner relativen Geschwindigkeit. Bei den Druckturbinen ist das gesamte vorhandene Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt — die Wasserpressung beim Eintritt ins Laufrad ist Null, das Wasser leistet

---

[1]) Vergl. G. Meißner, „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder", Jena 1898, H. Costenoble. — C. v. Bach, „Die Wasserräder", I. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer. — Ernst A. Brauer, „Grundriß der Turbinentheorie", Leipzig 1899, S. Hirzel. — Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbinen", Leipzig 1899, Arthur Felix. — Gustav Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen", Berlin 1887, Leonhard Simion.

Arbeit nur vermöge der Richtungsänderung seiner relativen Geschwindigkeit. Je nachdem hierbei das Wasser die Laufradzellen vollständig ausfüllt oder dieselben in einem Strahle, nur eine Fläche der Schaufel berührend, durchfließt, unterscheidet man Grenzturbinen und Strahlturbinen.

Das Wasser wird dem Laufrad entweder auf dessen ganzen Umfang zugeführt: Vollturbinen, oder nur anf einen Teil desselben: Partialturbinen.

Durch Teilung der Eintrittbreite zwecks gesicherter Wasserführung erhält man mehrkränzige Turbinen im Falle achsialen Durchflusses, oder mehretagige Turbinen bei radialem Durchfluß.

Wenn die Turbinenleistung dem veränderlichen Kraftbedarf durch Änderung der zu verarbeitenden Wassermenge angepaßt werden kann, spricht man von Regulier- oder regulierbaren Turbinen.

Hinsichtlich der ersten konstruktiven Durchbildung in Verbindung mit der hydraulischen Wirkung des Wassers bezeichnet man die mit Überdruck arbeitende Achsialturbine als Jonvalturbine (zuerst von Henschel & Sohn in Cassel gebaut und kurz darauf dem Werkmeister Jonval in Mülhausen durch französisches Patent geschützt), die ohne solchen arbeitende Druckturbine als Girardturbine, die mit Überdruck und äußerem Leitrad arbeitende Radialturbine als Francisturbine und die Radialturbinen mit innerem Leitrad in Anordnung mit stehender Welle ganz allgemein als Fourneyronturbine[1]). Die Girardturbinen mit radialem Durchfluß und innerer teilweiser Beaufschlagung heißen nach ihrem ersten Erbauer Schwamkrugturbinen.

Allen Turbinen gemeinschaftlich ist

1. ein Leitapparat oder Leitrad, bestehend entweder aus feststehenden gußeisernen, schmiedeisernen oder Stahlblechschaufeln oder aus drehbaren Leitschaufeln, welche je nach Wassergeschwindigkeit und Abmessungen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze bestehen, oder aus einem bezw. mehreren Leitkanälen, die mittels Stempels oder Zungenschiebers geschlossen werden;
2. ein Laufrad aus Gußeisen oder Bronze mit ebensolchen Schaufeln oder eingegossenen Stahlblechschaufeln;
3. eine Welle, entweder aus Flußstahl, massiv, oder aus Gußeisen bezw. Stahlguß, hohl, samt Standsäule oder Tragstange;
4. bei vorhandener, in Richtung der Achse wirkender und abzufangender Kraft ein Spurzapfen, sowie Führungslager der Turbinenwelle und
5. Vorrichtungen zum Regulieren bezw. Absperren des Wassers.

### Allgemeine Gleichungen der Turbinentheorie.

Es bezeichne mit Bezugnahme auf Fig. 704

$c_0$ die Austrittgeschwindigkeit aus dem Leitrade,

$c_1$ die absolute Geschwindigkeit für den Eintritt in das Laufrad,

[1]) Die Konstruktion mit Wasserzuführung von oben rührt von Fourneyron, diejenige mit unterer Beaufschlagung von Nagel her.

$u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an der Eintrittstelle,
$u_2$ „ „ „ „ „ Austrittstelle,
$w_1$ die relative Wassergeschwindigkeit an der Eintrittstelle ins Laufrad,
$w_2$ die relative Wassergeschwindigkeit an der Austrittstelle aus dem Laufrad,
$c_2$ die absolute Wassergeschwindigkeit an der Austrittstelle aus dem Laufrad, sämtliche Geschwindigkeiten in m/sek,
$\alpha$ den Winkel zwischen $c_1$ und $u_1$,
$\beta$ „ „ „ $w_1$ „ $u_1$,
$\gamma$ „ „ „ $w_2$ „ $-u_2$,
$a_0$, $a_1$, $a_2$ die Lichtweiten der Schaufelöffnungen am Austritt des Leitrades bezw. am Ein- und Austritt des Laufrades,

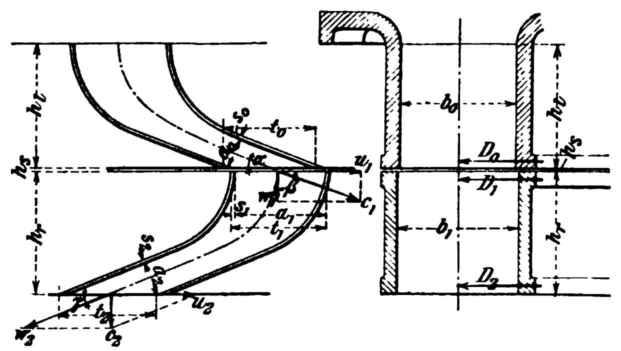


Fig. 704.

$b_0$, $b_1$, $b_2$ die lichten Breiten an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
$s_0$, $s_1$, $s_2$ die Schaufeldicken an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
$t_0$, $t_1$, $t_2$ die Schaufelteilungen an den bezüglichen Stellen von Leit- und Laufrad,
$z_0$, $z$ die Zahl der Schaufeln von Leit- bezw. Laufrad,
$h_l$, $h_r$, $h_s$ die Höhen des Leitrades, Laufrades bezw. Kranzspaltes,
$D_0$, $D_1$, $D_2$ die Durchmesser des Leitrades an der Austrittstelle bezw. des Laufrades an der Ein- resp. Austrittstelle, bei nicht radialem Durchfluß die mittleren Durchmesser der Ein- bezw. Austrittflächen,
$H$ allgemein das Gefälle, sämtliche linearen Abmessungen in m,
$Q$ die sekundlich zu verarbeitende Wassermenge in cbm,
$g = 9{,}81$ m/sek² die Beschleunigung durch die Schwere,
$n$ die minutliche Umdrehungszahl des Laufrades;

es bezeichne ferner jeweils

$\iota H_n$ die Widerstandshöhe, also $\iota$ den verhältnismäßigen Teil des Nutzgefälles, welcher zur Überwindung des auftretenden Widerstandes aufzuwenden ist, kurz die den Gefällverlust messende

Zahl in Teilen des Gesamtgefälles — es ist z. B. (Fig. 705) $\iota_2 H_n$ die Widerstandshöhe für die Wasserbewegung im Laufradkanal (zwischen 1 und 2) —,

$c_y$ die Abflußgeschwindigkeit in m/sek aus der Turbine (Fig. 714).

Wie S. 774 unter „Gefälle“ erörtert, ist eine Abflußgeschwindigkeit $c_u$ im Untergraben erforderlich. Entläßt nun der Motor das Wasser mit einer Geschwindigkeit $c_y$, welche mit $c_u$ nach Größe und Richtung übereinstimmt (Fig. 705), so ist die Höhe $KF$ (Fig. 699) nicht besonders aufzuwenden; der Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor, bezogen auf den berichtigten Oberwasserspiegel, ist um $\frac{c_u^2}{2g}$ größer als im Falle der Nichtausnutzung von $c_y$ (Fig. 699 und Fig. 714). Die Wasser-

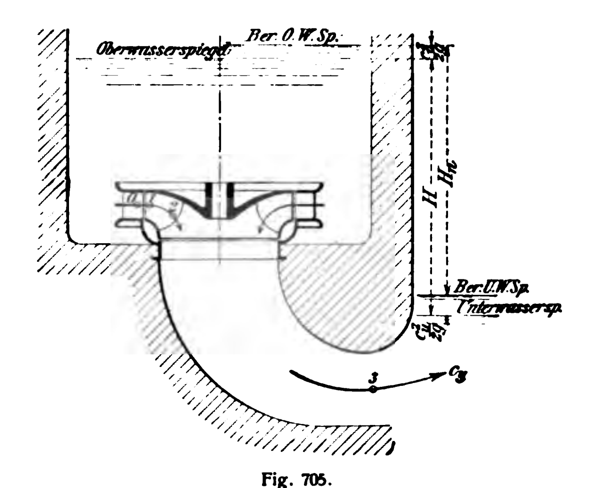



Fig. 705.

geschwindigkeiten in der Turbine sind bestimmt durch den bezeichneten Höhenunterschied der Wasserspiegel:

$$H' = H + \frac{c_0^2}{2g} \text{ bezw. } H_n = H' - \frac{c_u^2}{2g} = H + \frac{c_0^2 - c_u^2}{2g}$$

und die von ihnen abhängigen Widerstände; sie sind also für beide Fälle verschieden.

Die wiederholte Anwendung des Satzes von der Arbeit (vergl. S. 761) auf die Endpunkte der vier wichtigen Wegstrecken beim Wasserdurchfluß durch die Turbine liefert die Grundgleichung

$$\frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2g} = H'(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_u^2}{2g} \text{ für den ersten Fall,}$$

$$= H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_y^2}{2g} \text{ im zweiten Falle.}$$

Mit $H' = H_n + \frac{c_u^2}{2g}$ wird die rechte Seite

$$H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_u^2}{2g}\Sigma\iota \text{ bezw. } H_n(1 - \Sigma\iota) - \frac{c_y^2}{2g}.$$

$\frac{c_u^2}{2g}\Sigma\iota$ ist wesentlich kleiner als $\frac{c_y^2}{2g}$ und gering gegenüber $H_n(1 - \Sigma\iota)$, selbst unter Beachtung, daß $\Sigma\iota$ im ersten Falle größer sein wird als im zweiten; es darf vernachlässigt werden

Mit $\varepsilon = 1 - \Sigma\iota$ bezw. $\varepsilon = 1 - \Sigma\iota - \frac{c_y^2}{2gH_n}$ = hydraulischer Nutzeffekt — bei teilweiser Ausnutzung von $c_y$ liegt $\varepsilon$ zwischen diesen beiden Grenzwerten[1]) — folgt die weitere Grundgleichung

$$c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = g\,\varepsilon\,H_n \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{124}$$

Unter Beachtung des Zusammenhanges zwischen $c_1$, $u_1$ und $w_1$, sowie unter Voraussetzung senkrechten Abflusses, d. h.

$$w_2 \cos\gamma = u_2,$$

folgt die Hauptgleichung

$$c_1 u_1 \cos\alpha = g\,\varepsilon\,H_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{125}$$

Die hierbei gemachten Voraussetzungen sind außer senkrechtem Abfluß noch: Vollständige Füllung der Kanäle, Aufrechterhaltung der Kontinuität, d. h. Zusammenhang des durchfließenden Wassers mit Ober- und Unterwasser.

Die Forderung stoßfreien Eintrittes (Fig. 704) in das Laufrad, d. h.

$$c_1 = u_1 \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)} \text{ bezw. } u_1 = c_1 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\alpha},$$

liefert

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{126}$$

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)\cos\alpha}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{127}$$

Sofern $\varepsilon$ bekannt ist, ergeben sich $u_1$ und $c_1$ analytisch als Funktionen der Winkel $\alpha$ und $\beta$[2]).

---

[1]) Zurzeit wird fast ausnahmslos nicht mit $c_y$ bezw. $c_u$ gerechnet, sondern mit $c_2$ und die Höhe $\frac{c_2^2}{2g}$ als Verlust betrachtet; man vernachlässigt also den mit dem Saugrohr event. verknüpften Gefällgewinn mangels Kenntnis der Bewegungs- und Widerstandsverhältnisse im Saugrohr (vergl. S. 794). Ebenso wird fast allgemein mit den Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor als $H_n$ gerechnet und die im zu- und abfließenden Wasser enthaltenen Energiemengen, selbst wenn sie verschieden sind und nutzbar gemacht werden, vernachlässigt.

[2]) Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Relativgeschwindigkeiten unter sonst gleichen Umständen von den dargebotenen, dazu normalen Querschnitten abhängen; da diese mit den Schaufelwinkeln sich ändern (Fig. 704), so muß dies auch mit den Relativgeschwindigkeiten und damit auch mit den anderen in Betracht kommenden Geschwindigkeiten der Fall sein.

Für die graphische Ermittelung ist zu beachten, daß allgemein die Wassergeschwindigkeit bedingt ist durch die Druckhöhe bezw. den Druckhöhenunterschied, und zwar ist $c^2$ proportional $H$.

Man geht deshalb vom wirksamen Gefälle aus, d. i. das um das Widerstandsgefälle verminderte Nutzgefälle, also

$$H_e = H_n - H_r - H_n(1 - \Sigma\zeta)$$ (vergl. S. 786).

Schließt $c_2$ mit $u_2$ den Winkel $\delta \gtrless 90^\circ$ ein (Fig. 706), so geht Gl. 124 über in

$$c_1 u_1 \cos\alpha - c_2 u_2 \cos\delta = g\,\varepsilon\,H_n.$$

Fig. 706.

Die Ersetzung von $\varepsilon H_n$ durch $H_e$ liefert die Arbeitsleistung des mit $c_2$ von der Turbine abfließenden Wassers zu

$$\left.\begin{aligned} c_1 u_1 \cos\alpha - c_2 u_2 \cos\delta &= \frac{c_e^2 - c_2^2}{2} \\ \text{bezw. } c_1 u_1 \cos\alpha &= \frac{c_e^2 - c_2^2}{2}. \end{aligned}\right\} \quad 128$$

Dieselbe ist um so größer, je kleiner $c_2$; je nach den Verhältnissen kann die $c_2$ entsprechende Geschwindigkeitshöhe zum großen Teil wiedergewonnen werden (vergl. S. 794).

Gl. 127 läßt in der Umformung

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n \frac{1}{\cos^2\alpha - \operatorname{cotg}\beta \sin\alpha\cos\alpha}}$$

erkennen, daß bei dem für das vorliegende Gefälle größtmöglichen $c_1$ der Winkel $\beta$ am kleinsten ist und mit zunehmendem $\beta$ die Geschwindigkeit $c_1$ abnimmt, entsprechend einem auftretenden Überdruck.

Gl. 126 besagt in der Umformung

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n\left(1 - \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\beta}\right)},$$

daß für den kleinsten Winkel $\beta$ die Umfangsgeschwindigkeit am geringsten ausfällt und mit wachsendem Winkel zunimmt. **Die Druckturbine hat den kleinsten Winkel $\beta$, die geringste Umfangsgeschwindigkeit $u_1$, dagegen größte Eintrittgeschwindigkeit $c_1$; mit wachsendem Winkel $\beta$ nimmt die Eintrittgeschwindigkeit $c_1$ ab, die Umfangsgeschwindigkeit zu, der Überdruck wächst.**

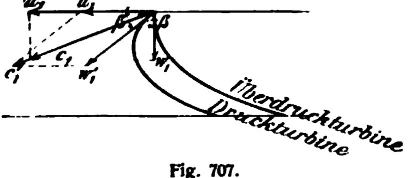


Fig. 707.

Dies folgt auch unmittelbar aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 707), unter Beachtung, daß bei Druckturbinen, sofern Reibungswiderstände und Einfluß der Schwere vernachlässigt werden, gilt $c_1' = \max$, $w_2' = w_1'$, während bei Überdruckturbinen $w_2 > w_1$ ist, und zwar um so mehr verschieden, je größer der

Überdruck ist, d. h. je mehr $c_1$ abnimmt. Unter obiger Voraussetzung gilt die Beziehung

$$c_1'^2 = c_1^2 + w_2^2 - w_1^2;$$

sofern $w_2 = w_1'$, folgt

$$c_1^2 = c_1'^2 - w_1'^2 + w_1^2, \text{ und hieraus } u_1 > u_1'.$$

Die graphische Darstellung der Gl. 125 liefert unter Voraussetzung konstanten Wirkungsgrades bei gleichbleibendem Gefälle und Winkel $\alpha$ eine gleichseitige Hyperbel (Fig. 708); sie läßt den Zusammenhang zwischen $c_1$ und $u_1$ erkennen.

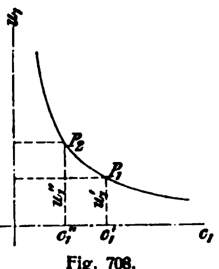


Fig. 708.

$c_2$ ist zufolge Gl. 128 bei unmittelbarem Austritt des Wassers aus der Turbine in das Unterwasser gering zu halten; sehr kleines $c_2$ unter sonst gleichen Umständen führt zu sehr kleinen Winkeln $\gamma$ (Fig. 709) und erschwert hierdurch die Ausführung.

Für den Abfluß steht im Falle geneigter Austrittgeschwindigkeit $c_2$ nur deren vertikale Komponente zur Verfügung, daher bei gleichem $c_2$ die Raddurchmesser mit der Neigung der Austrittgeschwindigkeit wachsen (Fig. 706 und 709).

Bei gleichbleibender, einem bestimmten Gefälle entsprechender Umfangsgeschwindigkeit und konstanter Wassermenge nimmt mit wachsender Umdrehungszahl zufolge der Beziehungen

$$D = \frac{60\,u}{\pi\,n} \text{ bezw. } n = \frac{60\,u}{D\,\pi} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{129}$$

die Austrittgeschwindigkeit $c_2$ wegen Abnahme der Raddurchmesser zu und umgekehrt.

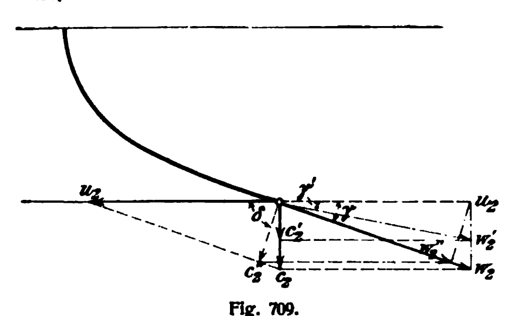


Fig. 709.

Man pflegt zur Bestimmung von $c_2$ von der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_2^2}{2\,g} = H_2'$ als Teil des Gefälles $H_n$ auszugehen, und es wird z. B. eine Turbine mit $c_2 = \sqrt{0{,}04 \cdot 2\,g\,H_n}$, also $\frac{c_2^2}{2\,g} = 0{,}04\,H_n$ als vierprozentig bezeichnet. Zu beachten ist bezüglich der Wahl dieser Verhältniszahl, ob der Austritt unmittelbar in das Unterwasser erfolgt, oder ob die Verhältnisse

gemäß Fig. 705 oder Fig. 714 liegen, bei denen die wirkliche Austrittgeschwindigkeitshöhe $= \frac{c_y^2}{2g}$ beträgt.

Von den Größen, über welche eine Entscheidung zu treffen ist zwecks Bestimmung der noch fehlenden Größen (Geschwindigkeiten und Schaufelwinkel), wird zumeist die Umfangsgeschwindigkeit gewählt, welche aus bewährten Ausführungen abgeleitet wird, da deren Einfluß wissenschaftlich noch nicht genügend geklärt ist; Durchmesser, Umdrehungszahl und Umfangsgeschwindigkeit stehen im Zusammenhang gemäß Gl. 129, anderseits $u_1$ und $c_1$ in demjenigen der Gl. 126 und 127.

Wachsendem $u_1$ entspricht unter sonst gleichen Umständen ein abnehmendes $c_1$, der Überdruck wächst entsprechend einer Abnahme von $w_1$, die Lichtweiten von Leit- und Laufrad müssen daher zunehmen.

Die Geschwindigkeit $c_1$ schwankt zwischen einem dem größten Überdruck entsprechenden Minimum, größer als Null, und einem der Druckturbine entsprechenden Maximum.

Bewegungswiderstände beim Durchgang des Wassers durch die Turbine. Die denselben entsprechenden Gefällverluste, deren Summe durch $\Sigma \iota$ (s. S. 786 und 787) ausgedrückt wird, sind für die vier wichtigen Strecken folgende:

1. Strecke vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade: Event. Nichtausnutzung der im zufließenden Wasser enthaltenen Bewegungsenergie, Verluste bei wiederholter Richtungsänderung des Wassers, Stoßverluste beim Auftreffen auf die Leitschaufelstirnflächen. Zur Abminderung oder Vermeidung letzterer Verluste werden die Leitschaufelstirnflächen zugeschärft oder abgerundet. Reibungs- und Krümmungswiderstand sowie derjenige infolge Querschnittsänderung des Wasserstromes im Leitradkanal; Geringhaltung desselben bedingt allmähliche, stetige Querschnittsverminderung. Kurze Kanäle liegen im Interesse geringer Reibung, wogegen schwache Krümmung für lange Kanäle spricht; es ist vorteilhaft, die scharfe Krümmung mit der kleinen Geschwindigkeit zusammenfallend anzuordnen.

Hinsichtlich der im Leitradkanal auftretenden Widerstände, welche sich proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit ändern, verhält sich die Überdruckturbine günstiger als die Druckturbine.

Versuche für Verhältnisse, ähnlich den bei ersteren vorliegenden, wurden von Oesterlin[1]) für sieben verschiedene Kanäle durchgeführt; derselbe findet den aus Reibung, Krümmung und Querschnittsänderung sich ergebenden Widerstandskoeffizienten, bezogen auf die Ausflußgeschwindigkeit $c_0$, zu

$$\zeta_0 = 0{,}05 \text{ bis } 0{,}10,$$

je nach Beschaffenheit der Wandung.

Man wird die gesamte Widerstandshöhe setzen dürfen $\iota_0 H_n = \zeta_0 \frac{c_0^2}{2g}$, worin $\zeta_0 = 0{,}1$ bis $0{,}12$, sofern die Zuflußgeschwindigkeitshöhe gering ist; andernfalls ist $\zeta_0$ entsprechend größer einzuführen.

---

[1]) Dr.-Ing. Hermann Oesterlin, „Untersuchungen über den Energieverlust des Wassers in Turbinenkanälen“, Berlin 1903, Julius Springer.

2. Strecke vom Austritt aus dem Leitrad bis zum Eintritt in das Laufrad[1]). Trotz der Verminderung der Leitradaustrittfläche durch die Laufradschaufeln für den Leitkanal — im Höchstbetrage

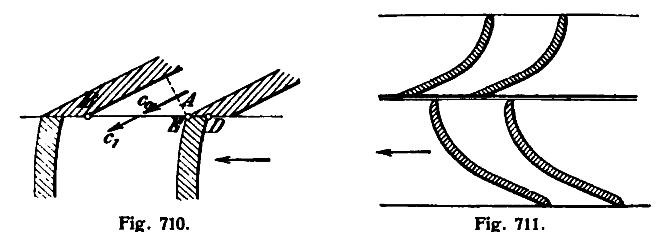


Fig. 710. Fig. 711.

von $AB$ auf $AB - ED$ (Fig. 710) — bleibt bei der Raschheit der aufeinanderfolgenden Änderungen und der Geringfügigkeit des dadurch bedingten Verlustes gegenüber dem Gesamtgefälle die Ausflußmenge nahezu unveränderlich; die Geschwindigkeit $c_1'$ paßt sich der jeweiligen Mündungsweite an. Der durch die Geschwindigkeitsänderungen verursachte Gefällverlust

$$\frac{(c_1' - c_1)^2}{2g} = \left(\frac{DE}{AB}\right)^2 \frac{c_1^2}{2g}$$

wird um so kleiner, je geringer die verhältnismäßige Verengung ist; daher sind eingegossene Schaufeln aus Eisen- oder Stahlblech, in einer Durchbiegungen ausschließenden Stärke, gußeisernen vorzuziehen. Durch

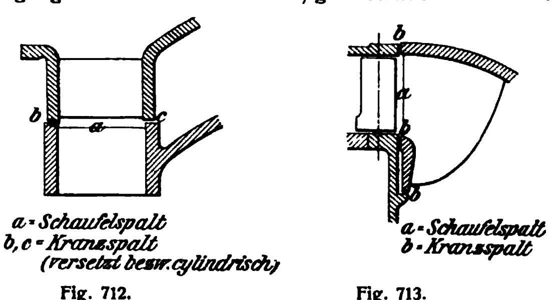



Fig. 712. Fig. 713.

die Leitschaufeln wird das Wasser in Strahlen getrennt, welche im Laufrad unter Wirbelungen zusammenfließen; dieser Umstand spricht für dünnwandige Leitschaufeln. Rücksichtlich beider Erscheinungen sind die Laufradschaufelenden zuzuschärfen (Fig. 711), was sich auch für die Enden der Leitschaufeln empfiehlt. Der Einfluß der Schaufeldicke wird erfolgreich gemindert durch einen entsprechenden Schaufelspalt (Fig. 712 und 713), d. h. Leit- und Laufradschaufelkanten springen gegen den betreffenden Umfang zurück.

---

[1]) Vergl. R. Stribeck, „Der Einfluß der Schaufelstärken der Turbinen", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 612 u. f.

Mit dem event. vorhandenen Überdruck ist ein Wasserverlust durch den Kranzspalt verknüpft, daher dieser so gering als möglich zu halten und so auszuführen ist, daß der Verlust an Wasser möglichst gering ausfällt, da dieses der Arbeitsleistung entzogen wird.

Die innerhalb des Spaltes auftretenden Gefällverluste werden zufolge der größeren Geschwindigkeit und der engeren Teilung bei Druckturbinen größer sein als bei Überdruckturbinen; sie belaufen sich auf

$$\iota_1 H_n = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g},$$

worin $\zeta_1 = 0{,}075$ bis $0{,}10$ gesetzt werden kann.

3. Weg durch das Laufrad. Die hiermit verknüpften Widerstände, in der Hauptsache aus den unter 1. zuletzt genannten Gründen resultierend, sind proportional $\frac{w^2}{2g}$. Bei Überdruckturbinen nimmt die Relativgeschwindigkeit von $w_1$ auf $w_2$ zu; die Ablenkung ist (für Achsialturbinen) geringer als bei Druckturbinen, für welche $w_2 \sim w_1$ ist, wogegen letztere geringere Querschnittsänderungen des durchfließenden Wasserstrahles bedingen. Unter Beachtung dieser Verhältnisse ist zu setzen

$$\iota_2 H_n = \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} \text{ mit } \zeta_2 = 0{,}10 \text{ bis } 0{,}12.$$

4. Austritt aus dem Laufrad bis zum Eintritt in das Unterwasser. Außer dem Gefällverlust, herrührend von dem Unterschied der Geschwindigkeiten im Laufradaustritt und Saugrohreintritt infolge der Schaufelstärke, sind noch die Bewegungswiderstände innerhalb des Saugrohres in gleicher Weise wie unter 1. zu berücksichtigen.

Für die durch Fig. 714 gekennzeichnete Sachlage lautet die Arbeitsgleichung

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} + H_2 + y - \iota_3 H_n,$$

also

$$\frac{c_y^2}{2g} = \frac{c_2^2}{2g} + h_2 + H_2 - A - \iota_3 H_n.$$

Im Falle kein Abfluß(saug)rohr vorhanden ist, wird $c_y = c_2$; dasselbe trifft zu für das cylindrische Saugrohr, dessen Querschnitt gleich dem Ausgußquerschnitt der Turbine, normal zu $c_2$, ist.

$\frac{c_y^2}{2g} = \iota_4 H_n$ stellt den effektiven Austrittverlust als Teil des Gefälles dar, insoweit $c_y$ nicht für Abflußzwecke nutzbar gemacht wird (ganzer oder teilweiser Verlust durch Stoß). Vergl. S. 786 und 787.

Der Austrittverlust des Laufrades bei Turbinen mit Saugwirkung pflegt gesetzt zu werden

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}02 \text{ bis } 0{,}05 \text{ bis } 0{,}07)\, H_n,$$

entsprechend

$$c_2 = (0{,}141 \text{ bis } 0{,}224 \text{ bis } 0{,}265) \sqrt{2g H_n},$$

die kleinen Werte bei großen Gefällen, da hierbei die absolute Austrittgeschwindigkeit zum Mitreißen der Luft (vergl. S. 793) groß genug ausfällt, sofern die Konstruktion der Turbine die Entlüftung auf diese

Weise ermöglicht, und die Wassermenge vielfach gering ist, so daß die Räder nicht übermäßig groß ausfallen, wogegen bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen behufs Vermeidung großer Räder der Austrittverlust größer gewählt wird.

Bei Turbinen ohne Saugwirkung ist die als zulässig erachtete Abflußgeschwindigkeit für $c_2$ maßgebend unter Beachtung des S. 786 und 787 Gesagten.

Für gute Turbinen darf gewählt werden $\Sigma\iota H_n = 10$ bis 12 bis 15% des Nutzgefälles, entsprechend

$$\varepsilon = 1 - \Sigma\iota = 0{,}90 \text{ bis } 0{,}88 \text{ bis } 0{,}85$$

und

$$\sqrt{\varepsilon} = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}94 \text{ bis } 0{,}92.$$

Diese Werte von $\varepsilon$ verstehen sich also ohne den Austrittverlust $\frac{c_2^2}{2g}$.

## a) Überdruckturbinen.

Zufolge des im Laufradeintritt vorhandenen Überdruckes sind bei voller Beaufschlagung sämtliche Turbinenkanäle vollständig mit Wasser gefüllt, die Turbine darf in das Unterwasser eintauchen (Waten, Arbeiten im Stau), und erleidet eine Beeinträchtigung ihrer Nutzleistung nur nach Maßgabe der Reibung zwischen Wasser und Laufradoberfläche. Ebenso dürfen diese Turbinen über dem Unterwasser aufgestellt werden, wenn die Verbindung mit demselben durch ein sog. Saugrohr erfolgt, welches aus Blech, Gußeisen bestehen oder auch gemauert (Beton) sein kann. Bedingung ist in diesem Falle, daß die absolute Wasserpressung nirgends einen Wert unterschreitet, welcher vom Atmosphärendruck (niedrigster Barometerstand ist maßgebend), der Vollkommenheit der Entlüftung des Saugrohres und der Temperatur des Wassers abhängig ist, andernfalls ein Abreißen der Saugwassersäule erfolgt.

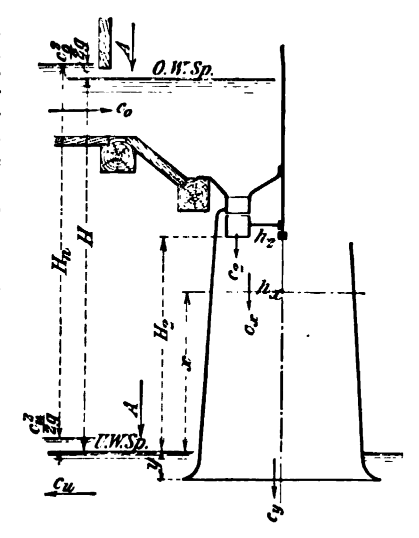



Fig. 714.

Nach Fig. 714 folgt der absolute Druck in der Schwerpunktslage des Saugrohraustrittes

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_x + \frac{c_x^2}{2g} + (x+y) - \zeta_x \frac{c_y^2}{2g},$$

also

$$x_{\max} = A - \left(h_x + \frac{c_x^2}{2g}\right) + (1+\zeta_x)\frac{c_y^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 130$$

Die Pressung $h_x$ ist gleich der Spannung $h'_l$ der sich unter Vakuum aus dem Wasser abscheidenden und event. durch Undichtheiten der Turbinen (Stopfbüchsen) eingesaugten Luft und der Spannung $h'_d$ des der Wassertemperatur entsprechenden Wasserdampfes; somit folgt

$$x_{max} = A - \left(h'_l + h'_d + \frac{c_x^2}{2\,g}\right) + (1 + \zeta_r)\frac{c_y^2}{2\,g}.$$

Für $c_x$ ist der größte Wert einzusetzen, also die Austrittgeschwindigkeit $c_2$.

Die Entlüftung wird durch das Wasser bewirkt, insofern bei großer Geschwindigkeit die Luft mitgerissen wird.

Mit Rücksicht auf Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung muß man unter $x_{max}$ bleiben; als Höchstwert von $x$ darf zur Zeit $\sim$ 7 m angesehen werden, bis Mitte Leitapparat bei Radialturbinen bezw. bis Kranzspalt bei Achsialturbinen gerechnet.

Hierbei ist noch zu beachten, daß die größte Saughöhe sich für den tiefsten Unterwasserstand versteht und das Eintreten von Luft vom Unterwasser her infolge Sinkens oder Schwankens von dessen Wasserspiegel durch genügende Eintauchtiefe des Saugrohres unmöglich gemacht wird.

Gl. 130 läßt in der Schreibweise

$$A - h_x = x + \frac{c_x^2 - c_y^2}{2\,g} - \zeta_r \frac{c_y^2}{2\,g}$$

erkennen, daß im Falle cylindrischen Saugrohres, d. i. $c_x = c_y$, für den Laufradaustritt gilt

$$A - h_2 = H_2 - \zeta_3 \frac{c_2^2}{2\,g} = H_2 - \iota_3 H_n.$$

Der Pressungsunterschied zwischen Saugrohr- und Laufradaustritt ist gleich der Saughöhe bis zu dem letzteren, vermindert um die Widerstandshöhe im Saugrohr. Für den Fall eines konischen (erweiterten) Saugrohres ist $c_2 > c_y$; der bezeichnete Pressungsunterschied ist um $\frac{c_2^2 - c_y^2}{2\,g}$ größer, sofern die Widerstandshöhe dieselbe ist.

Für eine Saugrohrerweiterung derart, daß

$$\frac{c_2^2 - c_y^2}{2\,g} = \zeta_3 \frac{c_y^2}{2\,g} = \iota_3 H_n,$$

folgt noch $A - h_2 = H_2$, d. h. der Pressungsunterschied ist gleich der Saughöhe.

Die Saugrohrerweiterung darf nicht zu weit getrieben werden, namentlich bei geringer Länge desselben, andernfalls $c_2$ nicht in die beabsichtigte Geschwindigkeit $c_y$ übergeht; es ist eben dann $c_2$ gering zu wählen.

Infolge des Zusammenhanges von Ober- und Unterwasserspiegel mittels des Saugrohres ergibt sich als Vorzug der Überdruckturbinen die Möglichkeit der Ausnutzung des jeweils vorhandenen, gesamten Gefälles, welches infolge Schwankens der Wasserspiegel bei veränderlicher Wassermenge (Wasserstand) nicht konstant ist.

## 1. Achsialturbinen.

Die zu erfüllenden Bedingungen sind:

1. vollständige Füllung der Radkanäle, d. h. innerhalb gleicher Zeiten fließt durch jeden Querschnitt die gleiche Wassermenge;
2. stoßfreier Eintritt, das Geschwindigkeitsdreieck muß eine das äußerste Schaufelelement berührende Relativgeschwindigkeit liefern;
3. Geringhaltung von $c_2$ und $c_2$ möglichst senkrecht zu $u_2$.

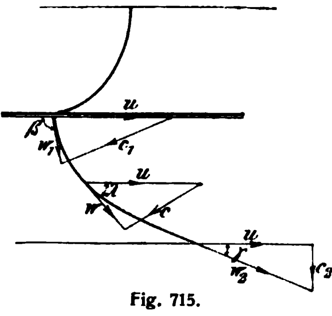


Fig. 715.

Die erste Forderung ergibt (Fig. 715) unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln[1]) im Falle **konstanter** Kanalbreite

$$b\,t \sin\beta\, w_1 = b\,t \sin\gamma\, w_2 = b\,t \sin\lambda\, w,$$

also

$$w_1 \sin\beta = w_2 \sin\gamma = w \sin\lambda.$$

**Die Vertikalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist konstant.**

Im Falle **veränderlicher** Kanalbreite folgt

$$b_1\,t \sin\beta\, w_1 = b_2\,t \sin\gamma\, w_2 = b\,t \sin\lambda\, w,$$

also

$$\frac{w_1 \sin\beta}{w_2 \sin\gamma} = \frac{b_2}{b_1}, \quad \frac{w \sin\lambda}{w_1 \sin\beta} = \frac{b_1}{b}.$$

**Die Vertikalprojektionen der Relativgeschwindigkeit verhalten sich umgekehrt wie die Kranzbreiten.**

Die Aufeinanderlegung der Geschwindigkeitsdreiecke derart, daß $u$ sich deckt, liefert das **Geschwindigkeitsdiagramm** (Fig. 716). Zufolge Veränderlichkeit von $u$ mit $\frac{D}{2}$ (Laufradhalbmesser) versteht sich dasselbe nur für den mittleren Wasserfaden im Abstande $\frac{D_m}{2}$ und es liefert in:

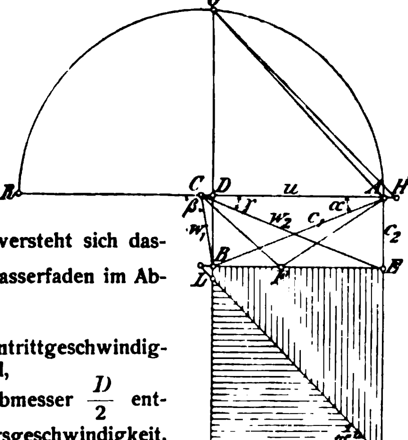


Fig. 716.

$AB = c_1$ die absolute Eintrittgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u$ die dem Halbmesser $\frac{D}{2}$ entsprechende Umfangsgeschwindigkeit,

[1]) M. Kohn, Pilsen, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 47 u. f. — Gustav Herrmann, „Graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen".

$CB = w_1$ die relative Eintrittgeschwindigkeit,
$DB = c_{1_v}$ die Vertikalkomponente der absoluten Eintrittgeschwindigkeit,
$\sphericalangle BAC = \alpha$ den Austrittwinkel aus dem Leitrad,
$\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,
$\sphericalangle CEB = ECA = \gamma$ den Schaufelwinkel am Laufradaustritt,
$CE = w_2$ die relative Austrittgeschwindigkeit,
$AE = c_2$ die absolute Austrittgeschwindigkeit,
$AF = c$, $CF = w$ die entsprechenden Geschwindigkeiten in einem durch Richtung $CF$ bestimmten Punkte des Kanals.

Zur Änderung von $w_1$ auf $w_2$ ist eine Druckhöhe im Eintritt erforderlich

$$h_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2\,g}, \text{ also } c_\varrho^2 = 2\,g\,h_\varrho = w_2^2 - w_1^2 = \overline{CE}^2 - \overline{CB}^2 = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Die Vertikale durch $D$ schneidet den Kreis mit $u$ als Radius um $C$ in $G$ und es ist

$$\overline{GD}^2 = (AC + CD)(AC - CD) = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Es stellt also dar

$$GD = c_\varrho = \sqrt{2\,g\,h_\varrho}$$

die dem Überdruck entsprechende Geschwindigkeit.

Mit $\overline{DH} = \overline{AB} = c_1$ folgt

$$\overline{GH} = \sqrt{c_1^2 + c_\varrho^2} = \sqrt{\varepsilon}\,\sqrt{2\,g\,H_n}.$$

Hierdurch ist der Maßstab des Diagramms bestimmt.

Von der Energie $\frac{c_1^2}{2\,g}$ des eintretenden Wassers (für 1 kg desselben) gehen mit dem abfließenden $\frac{c_2^2}{2\,g} = \frac{c_{1v}^2}{2\,g}$ verloren, es wird also nur $\overline{AD}^2$ ausgenutzt (vielfach als Leistung infolge Druckes oder Aktion bezeichnet).

Ferner wird nutzbar gemacht

$$h_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2\,g} \text{ (als Leistung infolge Reaktion bezeichnet).}$$

Die gesamte Nutzleistung wird dargestellt durch

$$H_t' = \frac{\overline{AD}^2 + \overline{GD}^2}{2\,g} = \frac{\overline{AG}^2}{2\,g} = \frac{c_t'^2}{2\,g}.$$

Der Unterschied $\frac{\overline{GH}^2 - \overline{AG}^2}{2\,g} = \frac{c_t^2 - c_t'^2}{2\,g}$ ist die im abfließenden Wasser enthaltene Energie $\frac{c_2^2}{2\,g}$. (Bezüglich $\frac{c_2^2}{2\,g}$ vergl. das S. 792 unter „Saugrohr" Gesagte.)

Die Leistungen ergeben sich auch noch folgendermaßen:

Die Änderung von $c_1$ in $c_2$ bedingt die Vernichtung der Horizontalkomponente von $c_1$ und damit das Vorhandensein entsprechender Verzögerungskräfte, welche im Widerstand der Laufradschaufeln gegeben sind. Mit $u' = c_1 \cos\alpha = AD$ folgt die Nutzarbeit

$$L_t' = m\,u'\,u$$

und für $m = 1$

$L_t' =$ Inhalt $BEJK$, sofern $EJ = u$ gemacht wird.

Nach Obigem ist für $m = 1$

$$L'_e = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Die unter 45° geneigte Gerade durch $J$ gibt

(Leistung infolge Aktion) $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$ = Inhalt $JKL$ (horizontal schraffiert),

( „ „ Reaktion) $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ = „ $BEJL$ (vertikal „ ).

Der Maßstab ergibt sich zufolge

$$L'_e = m\,u'\,u = m\,g\,H'_e \text{ aus } H'_e = \frac{u'u}{g} = H_e - H'_2.$$

$H'_e$ ergibt sich graphisch (Fig. 717) folgendermaßen: Trage von $C$ aus $CM = g = 9{,}81$ m ab, ziehe $BM$ und durch $N$ die Gerade $Ao$, dann ist $Eo = H'_e$, denn es folgt

$$Eo : u' = u : g, \text{ also } Eo = \frac{u'u}{g}.$$

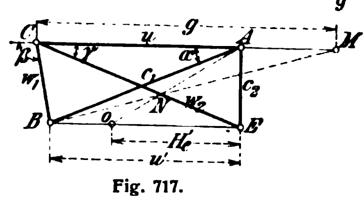



Fig. 717.

Fig. 718.

Für $\beta > 90°$ folgt nach Fig. 716 die Reaktionsleistung größer als die Aktionsleistung.

Für $\beta = 90°$ fällt Punkt $L$ nach $B$; beide Einzelleistungen sind gleich groß.

Für $\beta < 90°$ wird die Reaktionsleistung kleiner als die Aktionsleistung, und für $\beta = \gamma$ wird erstere gleich Null (Fig. 718). Vergl. unter „Druckturbinen".

Das Diagramm ist beliebig gewählt und kann jedem Gefälle entsprechen, mit welchem sich dann nur der Maßstab ändert. Da allgemein $c$ proportional $\sqrt{H}$ ist, so folgt, daß eine für ein Gefälle $H'$ richtig arbeitende Turbine dies auch bei einem Gefälle $H''$ tut, bei welchem sich die Geschwindigkeiten proportional $\sqrt{\frac{H''}{H'}}$ ändern.

Das Diagramm bleibt auch richtig für $H = 1$, daher dasselbe die Geschwindigkeiten für die Einheit des Gefälles angibt; die tatsächlichen dem Gefälle $H$ entsprechenden Geschwindigkeiten werden durch Multiplikationen der Diagrammwerte mit $\sqrt{H}$ gefunden.

Von den in Betracht kommenden Größen $u$, $c_2$, $c_Q = \sqrt{w_2^2 - w_1^2}$, $c_1$, $\alpha$, $\beta$ können zwei angenommen werden, die übrigen sind durch

das Diagramm bestimmt, wenn die von den Geschwindigkeiten abhängige Widerstandshöhe schätzungsweise eingeführt wird. Mit den Diagrammwerten sind die Widerstände zu bestimmen, und falls ihre Summe von der ersten Annahme erheblich abweicht, die Diagrammwerte zu berichtigen. Es ist zweckmäßig, vom Austrittverlust und einer der Geschwindigkeiten $c_1$ oder $u$ auszugehen.

**Beispiel.** Es ist das Diagramm einer achsialen Überdruckturbine für ein Nutzgefälle von 5 m zu konstruieren. Der Austrittverlust betrage 4% beim Austritt in das Unterwasser und werde für Abflußzwecke nicht nutzbar gemacht; die Widerstandshöhe belaufe sich auf 15% des Nutzgefälles.

Es ist

$$\Sigma \iota = 0{,}15 \text{ und } \frac{c_2^2}{2g} = 0{,}04 \,.\, 5 = 0{,}2, \text{ also } c_2 = 1{,}98 \text{ m};$$

damit folgt

$$H_e' = (1 - 0{,}15 - 0{,}04)\, H_n = 0{,}81 \,.\, 5 = 4{,}05 \text{ m}.$$

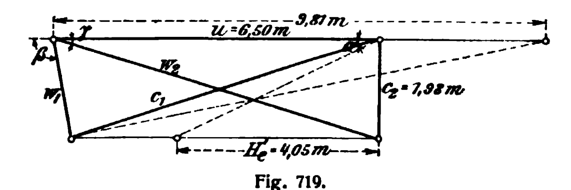



Fig. 719.

Jetzt darf entweder noch $\alpha$ oder $u$ gewählt werden, wenn nicht $c_1$ oder $c_2$ festgesetzt wird. Mit $u = 6{,}50$ m folgt das Diagramm Fig. 719; nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6{,}42 \text{ m}, \ \alpha = 17^0 45', \ w_1 = 2{,}01 \text{ m}, \ \beta = 101^0 30', \ w_2 = 6{,}80 \text{ m}, \ \gamma = 16^0 50'.$$

Auf dem Wege der Rechnung ergibt sich nach Gl. 126 bezw. 127

$$u = 6{,}5 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81 \,.\, 5 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81 \,.\, 5 \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)\cos\alpha}}$$

und für senkrechten Abfluß

$$c_1 \sin\alpha = c_2 = 1{,}98 \text{ m}.$$

Aus der ersten Gleichung folgt

$$\operatorname{tg}(180 - \beta) = 15{,}71 \operatorname{tg}\alpha,$$

und aus der Verbindung mit den anderen Gleichungen

$$\alpha = 17^0 57'.$$

Damit ergibt sich

$$c_1 = 6{,}425 \text{ m}, \ \beta = 101^0 7', \ w_1 = 2{,}017 \text{ m}.$$

Außerdem ist noch

$$w_2 = \sqrt{1{,}98^2 + 6{,}5^2} = 6{,}795 \text{ m und } \operatorname{tg}\gamma = \frac{1{,}98}{6{,}5} = 0{,}30462, \text{ also } \gamma = 16^0 56{,}5'.$$

Nach dem Diagramm ergibt sich die mit 1 kg Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit zu

$$\frac{1}{2g}(6{,}42^2 - 1{,}98^2 + 6{,}80^2 - 2{,}01^2) = 4{,}052 \text{ mkg}.$$

Nach den für die Wasserkraft gemachten Angaben und den getroffenen Annahmen beträgt diese Leistung

$$1 \,.\, 4{,}05 = 4{,}05 \text{ mkg}.$$

Mit den errechneten Werten folgt die Arbeit schließlich zu

$$\frac{1}{2g}(6{,}425^2 - 1{,}98^2 + 6{,}795^2 - 2{,}017^2) = 4{,}05 \text{ mkg}.$$

Zur Kontrolle ergibt sich ferner

$$\varepsilon = \frac{c_1\, u \cos\alpha}{g H_n} = 0{,}81.$$

Über die Zulässigkeit der Diagramm- bezw. Rechnungswerte (Geschwindigkeiten und Winkel) vergl. die später hierüber gemachten Angaben.

Verzichtet man auf senkrechten Austritt, wählt man z. B. $w_2 = u$, so ist auszugehen von der Beziehung

$$c_1\, u \cos\alpha - c_2\, u \cos\delta = \varepsilon\, g H_n.$$

Hierin ist unter obiger Voraussetzung

$$\cos\delta = \frac{c_2}{2u}$$

und damit folgt

$$c_1\, u \cos\alpha - \frac{c_2^2}{2} = \varepsilon\, g\, H_n$$

oder

$$c_1\, u \cos\alpha = g H_n \left(\varepsilon + \frac{c_2^2}{2 g H_n}\right).$$

Wählt man $\frac{c_2^2}{2g}$ als Teil von $H_n$, so ist $\varepsilon + \frac{c_2^2}{2 g H_n} = 0{,}85$ statt 0,81, wie im vorigen Beispiel, zu setzen; es folgt

$$u = 6{,}5 = \sqrt{0{,}85}\sqrt{9{,}81 \cdot 5\, \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta \cos\alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}85}\sqrt{9{,}81 \cdot 5\, \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)\cos\alpha}},$$

Hieraus ergeben sich

$$c_2 \sin\delta = c_1 \sin\alpha.$$

$\delta = 81^0 14'$, $\gamma = 17^0 32'$, $\alpha = 16^0 58'$, $\beta = 92^0 31'$, $c_1 = 6{,}706$ m, $w_1 = 1{,}959$ m, $w_2 = 6{,}50$ m.

Die Vertikalkomponente von $w_1$ bezw. $c_1$, d. i. die wirksame Abflußkomponente, ist $c_{1_v} = c_1 \sin\alpha = 1{,}957$ m, also kleiner als im vorigen Falle, daher der Raddurchmesser für die gleiche Wassermenge im gleichen Verhältnis größer, die Umdrehungszahl proportional dieser Änderung kleiner wird.

Die mit diesen Werten sich ergebende Leistung folgt wieder zu

$$L = \frac{1}{2g}(6{,}706^2 - 1{,}98^2 + 6{,}5^2 - 1{,}959^2) = 4{,}05 \text{ mkg},$$

wie erforderlich.

Die Kontrolle liefert

$$\frac{c_1\, u \cos\alpha}{g H_n} = \frac{6{,}706 \cdot 6{,}5 \cdot 0{,}9565}{9{,}81 \cdot 5} = 0{,}85 = 0{,}81 + 0{,}04.$$

*Die Neigung von $c_2$ gegen die Normale zur Austrittfläche bedeutet keinen Verlust, sie hat größere Raddurchmesser im Gefolge.*

Ein Verlust gegenüber der ersten Annahme würde entstehen durch die Forderung $u = w_2$ und $\frac{(c_2 \sin\delta)^2}{2g} = 0{,}04\, H_n$, d. h. Geschwindigkeitshöhe der wirksamen Abflußgeschwindigkeit $= 0{,}04\, H_n$, in welchem Falle der Raddurchmesser gleich groß dem nach der ersten Voraussetzung sich ergebenden wird.

Eine Erweiterung des Laufradkranzes ist nur so weit zulässig, als der Austrittquerschnitt höchstens gleich dem Eintrittquerschnitt werden darf, entsprechend $w_2 \geqq w_1$. Im Falle der Kranzerweiterung folgt an Hand der Fig. 720

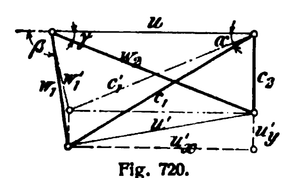



Fig. 720.

Verzögerung der Wassermenge innerhalb der Sekunde von $c_1$ auf $c_2$, also

Verzögerung $= u'$; damit ergibt sich der horizontale Wasser(verzögerungs)druck $= m\, u'_x$ und die Leistung $L = m u'_x\, u$,

sowie der vertikale Wasser(verzögerungs)druck $V = m\,u'_y$ nach oben gerichtet. Auf die Schaufeln wirkt er in gleicher Stärke nach unten, also auf Vermehrung der Zapfenbelastung hin.

Die dieser Turbine gleichwertige besitzt bei denselben Größen $u$, $c_2$ und $\gamma$ die entsprechenden Werte $c'_1$, $\alpha'$, $w'_1$ und $\beta'$.

Da $w'_1 < w_1$ bezw. $c'_1 < c_1$, so folgt bei gleicher Wassermenge und Eintrittbreite $D' > D_1$.

Die Kranzerweiterung ermöglicht Verminderung des Durchmessers und damit Erhöhung der Umdrehungszahl.

Bei einseitiger, nicht symmetrischer Verbreiterung ist der Einfluß der Centrifugalkraft ($D_2 \gtrless D_1$) auf die relative Geschwindigkeit zu beachten.

Wie aus obigem Beispiel ersichtlich, folgen die Geschwindigkeiten

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}}; \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon}\sqrt{g H_n \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha}}.$$

Die den hydraulischen Wirkungsgrad $\varepsilon$ bestimmende Widerstandshöhe darf schätzungsweise eingeführt werden mit $\Sigma\iota H_n = (0{,}15 \text{ bis } 0{,}18) H_n$ (vergl. das S. 793 hierüber Gesagte).

Für $\alpha$ sind zwischen 20° und 26° liegende Winkel anzutreffen; innerhalb dieser Grenze pflegt auch $\gamma$ zu liegen. Für $\beta$ finden sich Winkel in der Nähe von 90°.

Für $\beta = 90^0$ wird, immer unter Voraussetzung senkrechten Abflusses[1],

$u_1 = \sqrt{\varepsilon}\,\sqrt{g H_n}$, also unabhängig von $\alpha$ und $\beta$, und $c_1 = \sqrt{\varepsilon}\,\sqrt{g H_n}\,\frac{1}{\cos\alpha}$.

Für diese, dem Reaktionsverhältnis $\rho = \frac{1}{2}$ entsprechende Turbine findet sich vielfach — unter Voraussetzung von $\varepsilon = 0{,}85$

$$\alpha = 23^0, \; c_1 = 0{,}68\sqrt{2 g H_n},$$

bezw. auf 1 m Gefälle

$$c'_1 = 3{,}01 \text{ m}, \; u_1 = 0{,}65\sqrt{2 g H_n} \text{ oder } u'_1 = 2{,}88 \text{ m}.$$

Es ergibt sich damit auf 1 m Gefälle

$$c'^2_\varrho - c'^2_\iota - c'^2_1 = (0{,}85 - 0{,}68^2)\,2g = 0{,}39\cdot 2g \text{ und } \rho = \frac{c'^2_\varrho}{c'^2_\iota} = \frac{0{,}39}{0{,}85} = 0{,}47,$$

also unter Berücksichtigung der Widerstände im Laufrad $\rho \sim 0{,}5$.

Es lassen sich nicht nur, wie irrtümlich angenommen wurde, für diese Verhältnisse Reaktionsturbinen konstruieren, sondern auch für alle anderen Reaktionsgrade, denen zwischen 0,6 und 0 liegende Werte von $c'^2_\varrho$ entsprechen.

Zur Bestimmung des Laufrades geht man vorteilhaft vom Austritt aus; für denselben gilt, unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln,

$$Q = \pi D_2 b_2 c_2 \sin\delta,$$

worin $c_2 \sin\delta$ aus dem Diagramm abzugreifen und $Q$ mit einem Aufschlag bis zu 5% auf die zu verarbeitende Wassermenge zu rechnen ist, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen.

[1] J. J. Reifer, „Einfache Berechnung der Turbinen", Zürich 1891.

Unter Berücksichtigung der Schaufeldicke folgt

$$Q = \pi D b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \cdot \sin \delta.$$

Da das Geschwindigkeitsdiagramm nur für den mittleren Cylinder Gültigkeit besitzt und die Bewegungs- und Pressungsverhältnisse des Wassers um so mehr davon abweichen, in je größerem Abstand vom mittleren Cylinder dasselbe den Laufradkanal durchströmt, hält man allgemein die Breite knapp. Praktische Erfahrung läßt gute Wirkungsgrade erwarten für

$$\frac{b_2}{D} = k \leqq \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{4}.$$

Damit folgt

$$Q = \pi k D^2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta,$$

also

$$D = \sqrt{\frac{1}{\pi k} \frac{a_2 + s_2}{a_2}} \sqrt{\frac{Q}{c_2 \sin \delta}};$$

$\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ darf gesetzt werden zu 1,07 bis 1,15.

Der Durchmesser $D$ soll eine durch 50 oder 100 teilbare, ganze Zahl sein; er ist mit der Umfangsgeschwindigkeit $u$ und Umlaufzahl $n$ verbunden durch

$$D \pi n = 60 u.$$

Mit abnehmendem $k$ wächst $D$ und damit Gewicht und Anlagekosten sowie Reibungs- und Spaltverlust. Die obere Grenze für $D$ ist durch Transport- und Aufstellungsrücksichten gezogen, und zwar ist etwa

$$D_{\max} = 3{,}00 \text{ bis } 3{,}50 \text{ m}.$$

Bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen wird zu mehrkränzigen Turbinen gegriffen; die Schaufelung für die Kränze ist verschieden zufolge der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten. Abgesehen hiervon können Rücksichten auf Hochwasser bestimmend sein.

Die Schaufeldicke $s_2$ beträgt je nach Material und Gefälle 6 bis 10 bis 16 mm (Guß) bezw. 3 bis 8 mm (Blech). Die Lichtweite $a_2$ wird gemacht $a_2 = 15$ bis 45 bis 80 mm, ersterer Wert für kleine, letzterer für große Turbinen. Statt $a_2$ kann auch $\mathfrak{z}$ gewählt werden, etwa

$$\mathfrak{z} = \frac{1}{2} \sqrt{D\,\text{mm}}.$$

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf dem mittleren Umfang stehen im Zusammenhang

$$D \pi = \mathfrak{z} t_2 = \mathfrak{z} \frac{a_2 + s_2}{\sin \gamma}.$$

Bei stark Geschiebe führendem Wasser und bei ungünstigen Eisverhältnissen wird behufs Vermeidung von Verstopfungen $a_2$ groß, d. h. $\mathfrak{z}$ klein gewählt.

R e c h n u n g s v o r g a n g. Festsetzung von $c_2$ bezw. $c_2 \sin \delta$ (kleine Abweichungen von der Vertikalen sind zulässig).

Wahl von $k$ und Schätzung von $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$.

Bestimmung von $D$. Annahme von $u$ und Ermittelung von $n$ oder umgekehrt.

Damit folgt $w_2$ und $\gamma$, unter Annahme von $\mathfrak{z}$ noch $a_2 + s_2$. Wahl von $s_2$.

Kontrolle der Voraussetzung hinsichtlich $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ und event. neue Rechnung.

Mit $w_2$ folgt $b_2$ aus

$$b_2 = \frac{Q}{\mathfrak{z}\, a_2\, w_2}.$$

Prüfung des Verhältnisses $\frac{b_2}{D}$ dahin, ob es innerhalb der für $\frac{b}{D} = k$ gezogenen Grenze liegt.

Damit ist das Geschwindigkeitsdiagramm bestimmt gemäß den S. 795 u. f. gemachten Ausführungen.

Für den Austritt aus dem Leitrad gilt in gleicher Weise wie für denjenigen des Laufrades, wenn für die zugeschärfte Laufradschaufel $\frac{a_1 + s_1}{a_1} \sim 1$ gesetzt wird

$$b_0 = \frac{a_0 + s_0}{a_0\, \pi} \frac{Q}{D\, c_1 \sin \alpha}.$$

Hierin ist $\frac{a_0 + s_0}{a_0} = 1{,}07$ bis $1{,}15$; ersterer Wert für schwache, letzterer für starke Schaufeln.

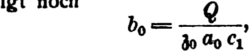
Man macht $a_0 \leqq a_2$, damit event. durch das Leitrad gehende feste Körper sich nicht im Laufrad festsetzen, und wählt $\mathfrak{z}_0$ um 1 bis 2 kleiner als $\mathfrak{z}$.

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf den mittleren Umfang sind wieder verbunden durch

$$D\, \pi = \mathfrak{z}_0\, t_0 = \mathfrak{z}_0 \frac{a_0 + s_0}{\sin \alpha}.$$

Bei Wahl von $\mathfrak{z}_0$ ist nachträglich $\frac{a_0 + s_0}{a_0}$ mit dem vorher eingeführten Schätzungswert zu prüfen und event. $b_0$ zu berichtigen.

Durch Verbindung beider Gleichungen folgt noch



$$b_0 = \frac{Q}{\mathfrak{z}_0\, a_0\, c_1},$$

von welcher Beziehung auch zur Bestimmung von $b_0$ ausgegangen werden kann.

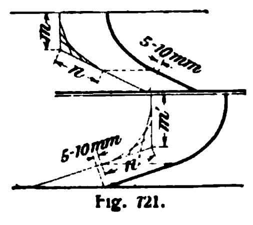



Fig. 721.

Leitradkanal. Das Schaufelende, unter $\alpha$ gegen die Horizontalebene geneigt, wird behufs Abschwächung von Werkstattfehlern und Vermeidung von Kontraktion des Wassers gerade ausgeführt derart, daß sich die geradlinige Begrenzung um 5 bis 10 mm überdeckt (Fig. 721); die Höhe des Leitrades pflegt man zu machen $h_l \sim 3\, a_0$ und die Schaufel nach einer Parabel zu

krümmen, damit die schärfere Krümmung mit der kleineren Geschwindigkeit zusammenfällt (Fig. 721). Entsprechend der Geschwindigkeitssteigerung nimmt man $n > m$.

Die Formgebung der Schaufel hängt unter Umständen mit von der Reguliereinrichtung ab, was zu beachten ist (vergl. S. 806 u. f.).

Laufradkanal. Die Laufradhöhe pflegt

$$h_r \sim 3\, a_2$$

gewählt zu werden.

Die Schaufelkurve muß die aus dem Diagramm oder durch Rechnung sich ergebenden Richtungen der Relativgeschwindigkeiten berühren; sie wird vielfach als Parabel mit diesen als Tangenten gezeichnet und zwar ist $n' > m'$ (Fig. 721). Sofern $w_2 = w_1$ (Druck- oder Grenzturbine) wählt man $n' = m'$.

Bei Verwendung von Blechschaufeln werden einige Schaufeln — zwecks Verbindung der Laufradkränze — in Guß ausgeführt.

Zur Erleichterung der Werkstattarbeit und Geringhaltung event. Verluste infolge ungenauer Ausführung macht man

$$b_1 = b_0 + (5 \text{ bis } 10) \text{ mm (Fig. 704)}$$

oder man rundet bei $b_1 = b_0$ die Laufradkränze innen ab.

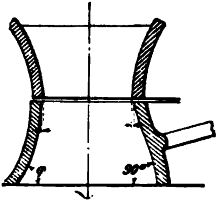


Fig. 722.

Das Schaufelende wird behufs Vermeidung von Geschwindigkeitsänderungen nach Größe und Richtung geradlinig gehalten, und zwar greifen die geradlinigen Enden etwas über (vergl. Leitradkanal). Bis zu dem hierdurch bestimmten Querschnitt soll das Wasser seine Energie abgegeben haben.

Im Falle veränderlicher Kranzbreite ist auf möglichste Erhaltung von $c_2$ nach Größe und Richtung zu achten, daher $\sphericalangle \varphi$ nur wenig von $90^0$ abweichen darf (Fig. 722, links); besser ist die Erweiterung mit $\varphi = 90^0$ (Fig. 722, rechts). Unter allen Umständen muß in diesem Falle die Relativgeschwindigkeit $w$ stetig wachsen, d. h. der Querschnitt des Laufradkanals, senkrecht zur Relativgeschwindigkeit, stetig abnehmen.

Schaufelung. Die nach vorstehendem festgesetzten Schaufelkurven werden aufgefaßt als Abwickelungen der auf dem mittleren Cylinder liegenden Kurven. Da sich der mittlere Wasserfaden auf der wirklichen Cylinderfläche von Durchmesser $D$ und nicht auf der abgewickelten bewegt, ist er infolge der Centrifugalkraft radialen Pressungen unterworfen, welche von innen nach außen zunehmen; der Pressungsunterschied zwischen innerem und äußerem Mantel, also auf die Breite $b_0$, beträgt in m Wassersäule

$$\frac{(c_0 \cos \alpha)^2}{g} \frac{b_0}{\frac{D}{2}};$$

er ist also proportional $b_0$, daher $b_0$ im Verhältnis zu $D$ gering zu halten ist (vergl. S. 801).

Die übliche Auffassung der Schaufelfläche als eine Schraubenfläche mit der mittleren Schaufelkurve als Leitlinie und einer die Achse senkrecht

schneidenden Erzeugenden ist wegen der damit verknüpften Stoßverluste unrationell, wie sich aus folgendem ergibt.

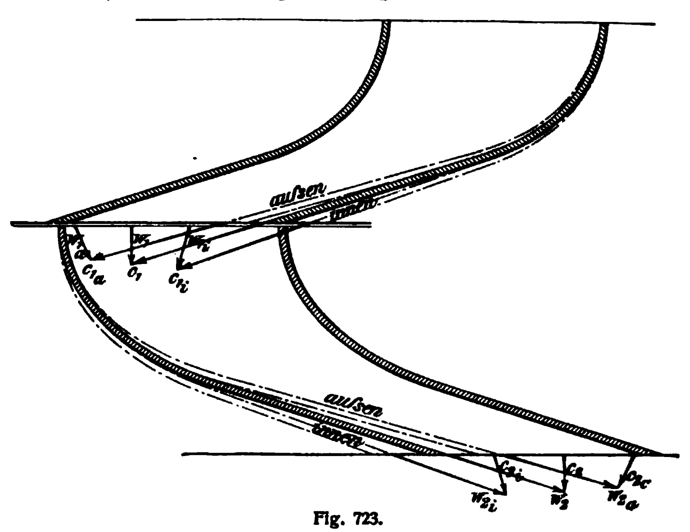



Fig. 723.

Der Steigungswinkel der zum Cylinder mit $x$ als Halbmesser gehörigen Schraubenlinie ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{h}{2\pi x},$$

also, da $h$ = konst., umgekehrt proportional $x$.

Mit den zusammengehörigen Werten $r$ und $\alpha$ bezw. $\beta$ bezw. $\gamma$ folgt sonach

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \alpha, \quad \operatorname{tg} \beta_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \beta, \quad \operatorname{tg} \gamma_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \gamma.$$

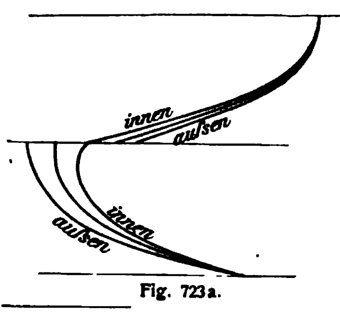



Fig. 723a.

Der Eintritt erfolgt somit nicht stoßfrei, der Austritt nicht senkrecht zu $u$ (Fig. 723).

Soll letzteres der Fall und $c_1$ über die ganze Breite konstant sein, so muß stattfinden[1])

$$\operatorname{cotg} \gamma_x = \frac{\omega}{c_2} x, \quad \operatorname{cotg} \alpha_x = \frac{\varepsilon g H_n}{\omega c_2} \frac{1}{x},$$

$$\operatorname{cotg} \beta_x = \frac{\varepsilon g H_n}{\omega c_2} \frac{1}{x} - \frac{\omega}{c_2} x.$$

Hiernach berechnen sich die Schaufelwinkel für verschiedene

[1]) C. v. Bach, „Die Wasserräder".

Cylinderdurchmesser; $\alpha$ und $\beta$ ändern sich also mit $x$ entgegengesetzt dem vorigen Fall der Schraubenfläche (Fig. 723a). Der untere Teil der Laufradschaufel liegt auf einer Schraubenfläche von konstanter Steigung, die Schaufelstirnflächen im Spalt liegen nicht mehr radial, ein Vorteil, insofern die mit der endlichen Schaufelstärke verknüpften Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung zurücktreten gegenüber der radialen Schaufelstellung.

## Arbeitsverluste.

a) Spaltverlust. Die Verhältnisse des Laufrades wurden für die gesamte Wassermenge $Q$ ermittelt; durch den Kranzspalt entweicht unter dem daselbst vorhandenen Druckunterschied Wasser ohne Arbeitsverrichtung. Um diesen Verlust ist streng genommen die durch das Laufrad gehende Wassermenge geringer.

Der hydraulische Druck im Punkte „0" (Fig. 705 bezw. 714) ist

$$h_0 = H_n - H_0 - (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - H_0 - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Für den Punkt „1" folgt

$$h_1 = H_n - H_1 - (1 + \zeta_0 + \zeta_1)\frac{c_1^2}{2g} = (1 - \iota_0 - \iota_1) H_n - H_1 - \frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern $H_0 = H_1$ und $c_0 = c_1$ angenommen wird, folgt der auf Wasserverlust durch den Kranzspalt hinwirkende Überdruck bei einer Sachlage gemäß Fig. 714

$$\frac{h_0 + h_1}{2} - (-H_0) = \frac{h_0 + h_1}{2} + H_0.$$

Im Sinne der Rechnung liegt die Einführung eines großen Überdruckes; derselbe werde gesetzt

$$h_0 + H_0 = H_n - (1 + \zeta_0)\frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Wasserverlust beträgt dann mit $D$ als mittleren Durchmesser

$$q = \mu\, 2\pi D h_s \sqrt{2g(h_0 + H_0)}.$$

$\mu$ ist abhängig vom Geschwindigkeitskoeffizienten, welcher bei der starken Drosselung gering sein wird (vergl. S. 760).

Es darf gesetzt werden

$\mu \sim 0{,}5$ für cylindrischen Spalt ($c$ in Fig. 712, rechts),
$\mu \sim 0{,}3$ für versetzten Spalt ($b$ in Fig. 712, links).

Die Höhe $h_s$ des Kranzspaltes ist so klein zu machen, als Spurzapfen- oder Lagerabnutzung gestattet, damit das Laufrad nicht schleift, 1 bis 3 mm. (Ausgleichung dieser Abnutzung durch Nachstellung.)

b) Spurzapfenreibung. Die bei Anordnung mit stehender Welle (Fig. 714) sich ergebende Spurzapfenbelastung setzt sich zusammen aus:

1. Gewicht der rotierenden Turbinenteile (Laufrad, Welle, Zahnrad, statt dessen bei direktem Antrieb das Gewicht des entsprechenden rotierenden Teiles), vermindert um den Auftrieb, soweit die Teile unter Wasser liegen;
2. Gewicht des im Laufrad enthaltenen Wassers;

3. Reaktionskraft, welche mit der Geschwindigkeitsänderung des Wassers in vertikaler Richtung verknüpft ist; nach Fig. 717 ist dieselbe gleich Null, nach Fig. 720 beträgt sie
$$V = m\,u'_y;$$
4. Druck des Wassers infolge Überdruckes im Spalt auf die Ringfläche $\pi D b$;
5. Überdruck des Wassers gegen die Stirnflächen der Radkränze;
6. Vertikalkomponente des Zahndruckes für den Fall der Übertragung mittels konischer Räder (vergl. „Turbinenbremsung").

In Betracht kommen hauptsächlich die Kräfte unter 1, event. 2, sowie 3 und 4.

Die Berechnung der Zapfenreibung erfolgt nach dem unter „Zapfen" (S. 180 u. ff.) Gesagten, wobei für $\mu \sim 0{,}05$ eingeführt werden darf[1].

c) Reibung in den Führungslagern infolge der Zapfendrücke, welche sich aus den Zahndrücken oder aus den Riemen- bezw. Seilspannungen ergeben (s. ebenfalls unter „Zapfen").

d) Reibung des Laufrades am Wasser oder an der Luft, Luftreibung des Vorgeleges.

Bei guter Ausführung dürfen die Verluste eingeführt werden

unter a)

zu 2 bis 3% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\,Q\,H_n$,

unter b)

zu 2 bis 5% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\,Q\,H_n$

und b) bis d) je einschl.

zu 4 bis 7% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000\,Q\,H_n$ } je nach den Verhältnissen[2].

Regulierung. Diese hat, wie alle wirtschaftlichen Regulierungen, auf die Wassermenge und nicht auf das Gefälle einzuwirken; daher ist die Regulierung mittels Drosselklappe, durch die Einlauf- oder Auslaßschütze (Fig. 724)[3]) wegen Drosselung des ein- bezw. ablaufenden Wassers (Gefällverminderung) unrationell. Die Auslaßschütze wird bisweilen ausgeführt, um die Turbine schnell an- oder abstellen zu können ohne die Turbineneinlaßschütze bedienen zu müssen, welche bei großen Abmessungen einen unter Umständen hohen Kraftaufwand auf längere Zeit bedingt als statthaft ist.

Den genannten Anforderungen wird entsprochen durch Absperren von Leitradkanälen mittels Klappen (Fig. 724), deren jede (Sektor)

---

[1]) Neuere Versuche ergeben Zapfenreibungskoeffizienten $\mu = \frac{1}{40}$ und kleiner, je nach Ölbeschaffenheit, Pressung und Geschwindigkeit.

[2]) M. Schröter hat für die Jonvalturbinen in Göggingen (Fußbem. 3) den Spaltverlust zu 3%, die Zapfenreibung zu 4% eingesetzt und damit durch Rechnung einen Wirkungsgrad von 81% gefunden; die Bremsung ergab bei voller Beaufschlagung und normaler Umlaufzahl 82% Wirkungsgrad.

[3]) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886, S. 782: M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Nähfadenfabrik in Göggingen". Für dieselben ist $D = 2450$, $b_1 = b_2 = 450$, also $k = \frac{1}{5{,}45}$; bei 4,1 m Nutzgefälle ist $n = 46$, somit pro 1 m Gefälle $n' = \frac{46}{\sqrt{4{,}1}} = 22{,}7$, $u' = 2{,}90$ m, bezw. folgt $u = 5{,}90 = 0{,}655\,\sqrt{2\,g\,H_n}$. 36 Leit- und 38 Laufschaufeln. $h_l = 330$, $h_r = 300$ mm.

gleichzeitig mehrere aufeinanderfolgende Kanäle überdeckt, mittels Schieber, welche sich vertikal in Schlitzen der Leitradkränze (Fig. 725) oder auf den Eintrittstirnflächen letzterer, um die Turbinenachse drehend, bewegen. Einteilige, das gesamte Leitrad abdeckende Schieber von ebener, cylindrischer oder sattelförmiger Form [1]), welche, um vollständig

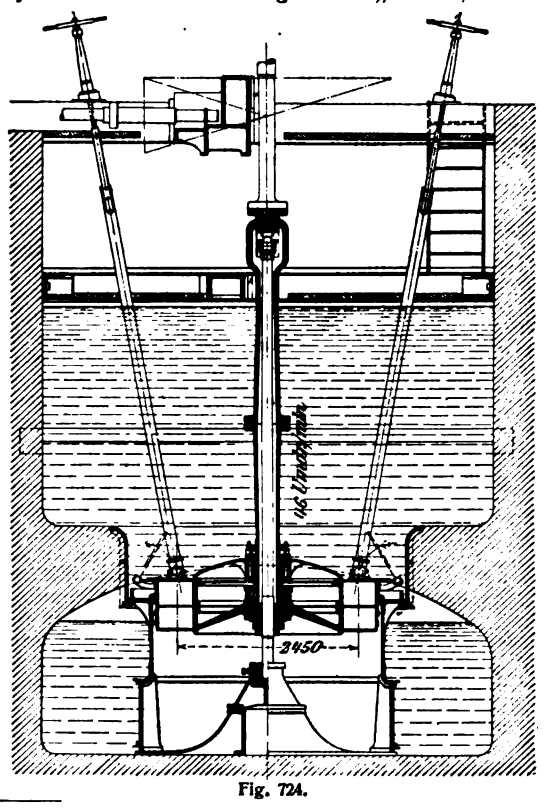
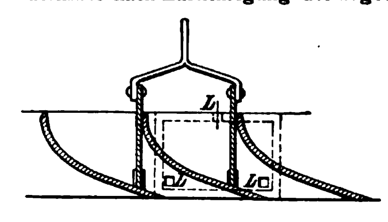



Fig. 724.

[1]) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure:
1891, S. 1063, insbes. Fig. 10, Tafel 30, Ausführung von Ganz & Co., Maschinenfabrik A.-G. Budapest, für die „Krainische Industrie-gesellschaft Assling“.
1892, S. 1029 u. f., „Wasserwerk Genf“, Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich.
1893, S. 1416 u. f., „Wasserwerk Schaffhausen“, Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, bezw. A.-G. vorm. J. J. Rieter, Winterthur.
Die Turbinen letztgenannter Anlage sind teilweise durch Francisturbinen ersetzt worden. Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1192.
1897, S. 962 u. f., insbes. Fig. 4, S. 963, Ausführung von Ganz & Co., Budapest.

öffnen und schließen zu können, gewundene Leitradkanäle bedingen, die in radialer Richtung um die halbe Eintrittbreite je in zwei gegenüberliegenden Quadranten nach außen oder innen abgelenkt sind, erfordern wegen des auf ihnen lastenden Wasserdruckes und des unter Umständen hohen Reibungskoeffizienten, $\mu \geq 0{,}3$, zu ihrer Betätigung großen Kraftaufwand. Das Ausschalten der Leitradzellen mittels einzelner Schieber oder Klappen, welcher nacheinander von Hand oder zwangläufig durch Getriebe gesteuert werden, ist daher besser und ermöglicht leichter selbsttätige (automatische) Regulierung.

Damit sich die unter den abgesperrten Leitradzellen befindlichen Laufradzellen auch entleeren, muß Luft zugeführt werden (Ventilation), andernfalls nach Zurücklegung des abgesperrten Leitradumfanges seitens des Laufrades das aus dem Leitrad mit $c_0$ austretende Wasser auf das bis dahin im Laufrade relativ ruhende Wasser trifft und Stoßverluste verursacht. Diese Verluste sind nicht zu vermeiden beim Arbeiten der Turbine im Stau (Waten)[1]) und mit Saugrohr versehenen Turbinen. Um mit letzteren bei teilweiser Beaufschlagung noch möglichst gute Wirkungsgrade zu erhalten, nähert man sich mit ihnen dem Zustande des Umlaufes in freier Luft, indem man den Spalt wenig über Unterwasser anordnet, d. h. die Saughöhe gering hält (Fig. 724). Auch bei dem in freier Luft ausgießenden, ventilierten Laufrade sind Stoßverluste nicht zu vermeiden, insofern das Wasser, welches aus der dem abgesperrten Umfange im Sinne der Laufradbewegung folgenden Leitradzelle austritt, eine größere, dem nutzbaren Leitradgefälle entsprechende Geschwindigkeit besitzt, als wenn im Laufradeintritt der normale Überdruck vorhanden wäre.



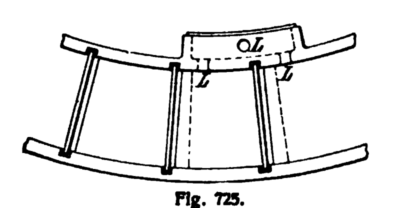




Fig. 725.

Die Luftzuführung erfolgt durch das hohle Gestänge der Klappen (Fig. 724) oder Schieber oder durch besondere Rohre in Verbindung mit eingegossenen Kanälen (Fig. 725 mit $L$ bezeichnet).

Zur Herabminderung der bezeichneten Stoßverluste empfiehlt sich die Absperrung derart, daß je die offenen und geschlossenen Leitradkanäle unmittelbar aufeinander folgen, statt abwechselnde oder symmetrische Absperrung; für letztere spricht die Fernhaltung einseitigen Zapfendruckes.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß selbst bei Turbinen mit geringem Sauggefälle, in denen die zugeführte Luft eine Gefällverminderung verursacht, durch Absperren einzelner Leitradkanäle bessere Wirkungsgrade erzielt werden als bei den eingangs erwähnten, auf Gefällver-

[1]) Vergl. Fußbem. 3 (S. 806) und Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen", S. 200.

nichtung hinwirkenden Vorrichtungen oder bei gleichzeitiger Verminderung des Eintrittquerschnittes aller Leitradkanäle.

**Absoluter Wasserweg** ist der vom Wasser im Raume wirklich zurückgelegte Weg. Manche Konstrukteure gehen von ihm zur Bestimmung der Schaufelkurve aus. Er kann aus letzterer und den Wassergeschwindigkeiten in der Ebene (Abwickelung) für den Fall unendlich dünner Schaufeln und konstanter Kanalbreite (Fig. 726) folgendermaßen festgestellt werden. Unter den getroffenen Voraussetzungen ist die Vertikalkomponente der Relativgeschwindigkeit konstant; daher folgt die Zeit, innerhalb welcher das bei $A$ eintretende Teilchen nach $B_1$ gelangt, zu

$$t = \frac{\overline{A C_1}}{c_{1v}} = \frac{\overline{A C_1}}{w_1},$$

sofern $\beta = 90^0$, andernfalls ist statt $w_1$ die Vertikalkomponente der relativen Eintrittgeschwindigkeit zu setzen.

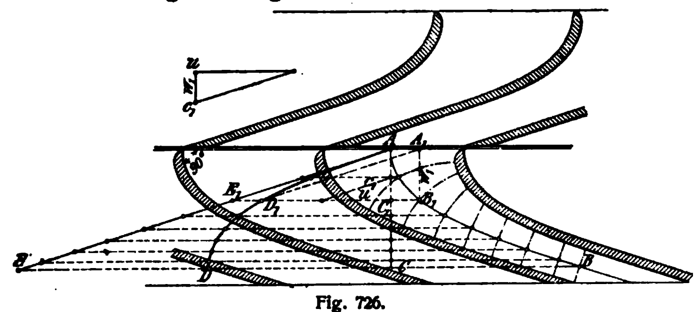


Fig. 726.

Innerhalb dieser Zeit gelangt $B_1$ nach $D_1$, d. h. es ist $D_1$ ein Punkt der absoluten Bahn. Es ist also auch

$$t = \frac{\overline{B_1 D_1}}{u}.$$

Daher folgt

$$\overline{A C_1} : w_1 = \overline{B_1 D_1} : u = \overline{A_1 B_1} : w_1.$$

Die Anlegung des Geschwindigkeitsdreieckes in $B_1$ derart, daß Geschwindigkeit $u$ horizontal ist, liefert in deren Schnitt $D_1$ mit der durch $A_1$ zu $c_1$ gezogenen Parallelen den gesuchten Punkt der absoluten Bahn.

Nach Figur 726 folgt $\overline{A A_1} = \overline{E_1 D_1} = \overline{C_1 B_1}$; es genügt hiernach, zur Bestimmung von $D_1$ die Entfernung $C_1 B_1$ der relativen Bahn von der durch $A$ gehenden Vertikalen vom Punkte $E_1$ nach rechts abzutragen, nach welchem das in $A$ eintretende Wasserteilchen nach $t$ Sekunden gelangen würde, wenn keine Ablenkung durch die Schaufel stattfände. Es folgt dies direkt aus der Betrachtung, daß im Falle Verlaufes der Schaufel nach $\overline{AC}$ statt $\widehat{AB}$ unter Einfluß der gezeichneten Geschwindigkeiten die absolute Bahn nach $AE$ verläuft; um die Abweichung der gekrümmten Schaufel von $AC$ muß die absolute Bahn von $AE$ abweichen.

Über die Bestimmung des absoluten Weges für endliche Schaufelstärken und veränderliche Kranzbreite s. Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen“, S. 145 u. f.

Ausführungen. Bei wenig veränderlicher Wasserkraft wird das Laufrad einkränzig ausgeführt, im andern Falle, wenn Gefälle und Wassermenge stark schwanken, zwei- und mehrkränzig; die Schaufelungen weichen entsprechend den verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten voneinander ab.

Über Einzelheiten der Turbinen mit Zubehör vergl. die in Fußbemerkung S. 806 und 807 genannten Quellen, sowie Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 125 u. f., „Jonvalturbinen der München-Dachauer A.-G. in Olching“.

Für diese letzteren ist

$$D = 3400,\ b_1 = b_2 = 805,\ \text{also}\ k = \frac{1}{4{,}22},\ \alpha = 18^0 50',\ \gamma = 16^0 37',\ \mathfrak{z}_0 = 53.$$

Die Turbine lief bei $H = 3{,}046$ m mit $n = 28{,}9$ Umdrehungen, verarbeitete 11,443 cbm Wasser und leistete 370,7 $PS_n$, also folgt der Wirkungsgrad $\eta = 79{,}8\,^0/_0$.

Es ergibt sich

$$u = 5{,}15 = 0{,}665\sqrt{2\,g\,H_n}\ \text{bezw.}\ u = \frac{5{,}15}{\sqrt{3{,}046}} = 2{,}95\ \text{und}\ n' = 16{,}55.$$

Während des Versuches hing das Laufrad 98 mm frei, wogegen sich $H$ bis zum Unterwasserspiegel versteht.

## 2. Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung, Francisturbinen.

Mit der Änderung der Radien $R_1$ und $R_2$ wird die lebendige Kraft der relativen Bewegung für jedes zur Wirkung kommende Kilogramm Wasser erhöht um

$$\frac{\omega^2}{g}\int_{R_1}^{R_2} r\,dr = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2\,g}\,\omega^2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g}.\ \text{(Vergl. S. 762, Fig. 684.)}$$

Falls sonstige Einflüsse auf Veränderung von $w$ nicht einwirken, gilt somit die Beziehung

$$w_2^2 - w_1^2 = u_2^2 - u_1^2\ \text{oder}\ w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2.$$

Die absolute Wirkungsfähigkeit des Wassers wird hierdurch nicht berührt.

Unter Voraussetzung vollständiger Erfüllung der Radkanäle (Überdruck beim Eintritt), paralleler Radkränze, d. h. gleichbleibende Breite $b_1 = b_2$, und Vernachlässigung der Schaufelstärken folgt aus

$$2\,\pi\,R_1\,b\,w_{r_1} = 2\,\pi\,R_2\,b\,w_{r_2} = 2\,\pi\,R\,b\,w_r,$$

$$w_{r_1} : w_{r_2} = R_2 : R_1\ \text{und}\ w_{r_2} : w_r = R : R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten (Projektion der relativen Geschwindigkeit auf den Halbmesser) in den einzelnen Punkten des Kanals verhalten sich umgekehrt wie die zugehörigen Halbmesser.

Im Falle veränderlicher Kanalbreite gilt

$$2\pi R_1 b_1 w_{r1} = 2\pi R_2 b_2 w_{r2} = 2\pi R b w_r,$$

also

$$w_{r1} : w_{r2} = b_2 R_2 : b_1 R_1 \text{ und } w_{r2} : w_r = b R : b_2 R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten verhalten sich umgekehrt wie die Produkte aus Breite und zugehörigem Halbmesser.

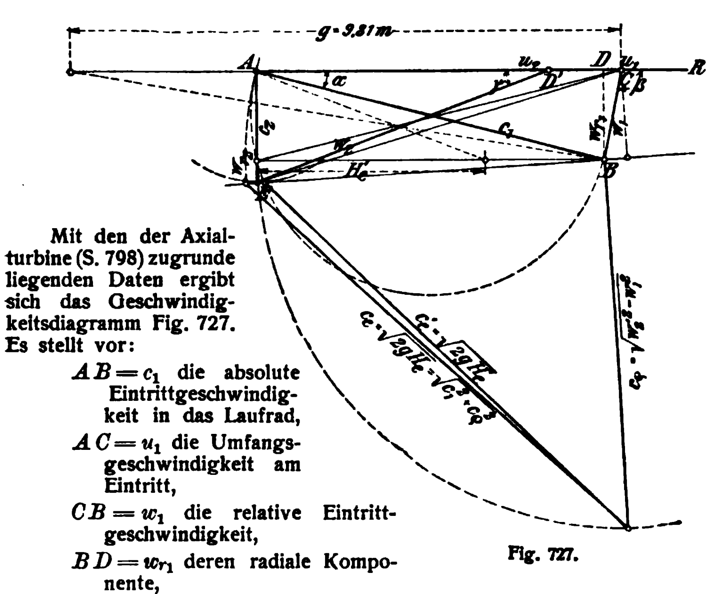



Fig. 727.

Mit den der Axialturbine (S. 798) zugrunde liegenden Daten ergibt sich das Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 727. Es stellt vor:

$AB = c_1$ die absolute Eintrittgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt,

$CB = w_1$ die relative Eintrittgeschwindigkeit,

$BD = w_{r1}$ deren radiale Komponente,

$\sphericalangle CAB = \alpha$ den Austrittwinkel aus dem Leitrad,

$\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,

$AD' = u_2 = \frac{R_2}{R_1} u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt,

$EA = \frac{R_1}{R_2} BD = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1}$ die radiale Komponente der relativen Austrittgeschwindigkeit,

$ED' = w_2$ die relative Austrittgeschwindigkeit.

Sofern die absolute Austrittgeschwindigkeit radial gewählt wird, ist

$EA = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1} = c_2$ und

$\sphericalangle AD'E = \gamma$ der Schaufelwinkel am Laufradaustritt.

Zur Änderung von $w_1$ auf $w_2$ ist ein Überdruck im Eintritt erforderlich, bestimmt durch

$$\frac{w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}{2g} + h_\varrho = \frac{w_2^2}{2g},$$

somit folgt

$$2g\,h_\varrho = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2).$$

Mit $w_2'^2 = w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)$ ergibt sich

$$2g\,h_\varrho = w_2'^2 - w_1^2.$$

Es ist

$$w_2' = CE.$$

Die Turbinenleistung ist für jedes Kilogramm Aufschlagwasser

$$L = \frac{1}{2g}\left[c_1^2 - c_2^2 + c_\varrho^2\right] = \frac{1}{2g}\left[c_1^2 - c_2^2 + w_2'^2 - w_1^2\right].$$

Die Radialturbine ist gleichwertig einer Achsialturbine mit erweitertem Schaufelkranz, entsprechend $\frac{b_2}{b_1} = \frac{R_1}{R_2}$, und mit den gleichen Größen $c_1$, $w_1$, $u_1$, $c_2$, $\alpha$ und $\beta$; es ändern sich nur $\gamma$ in $\gamma'$ ($\sphericalangle ADE$) und $w_2$ in $w_2' = \sqrt{w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)} = CE$.

Diese Achsialturbine mit erweitertem Kranz ist einer andern mit parallelen Kränzen gleichwertig, wie S. 800 ausgeführt. Es wird also das Diagramm der Radialturbine aus demjenigen der Achsialturbine abgeleitet.

Beispiel. Es ist für das Nutzgefälle von 5 m unter den S. 798 genannten Bedingungen das Diagramm der radialen Überdruckturbine mit äußerer Beaufschlagung zu ermitteln. Es sei $\frac{R_2}{R_1} = 0{,}8$, ferner, wie früher, $\Sigma\,\iota = 0{,}15$ und $\frac{c_2^2}{2g} = 0{,}04\,H_n$, also $c_2 = 1{,}98$ m.

Damit wird $H_e' = (1 - 0{,}15 - 0{,}04)\,H_n = 4{,}05$ m.

Die Austrittgeschwindigkeit der entsprechenden Achsialturbine mit parallelen Kränzen ist $c_2'' = 0{,}8\,c_2 = 1{,}584$ m; mit diesem Wert folgt das Diagramm der Achsialturbine und durch Abtragung von $u_2 = 0{,}8\,u_1$ dasjenige der Radialturbine.

Nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6{,}30 \text{ m},\ w_1 = 1{,}630 \text{ m},\ \alpha = 14^0\,34',\ \beta = 104^0,\ w_2 = 5{,}56 \text{ m},\ \gamma = 20^0\,48'.$$

Hiernach ist die für das Kilogramm Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit

$$\frac{1}{2g}(c_1^2 - c_2^2 + c_\varrho^2) = \frac{1}{2g}(6{,}30^2 - 1{,}98^2 + 5{,}56^2 - 1{,}63^2 - (0{,}8 \cdot 6{,}5)^2 + 6{,}5^2) = 4{,}04 \text{ mkg}.$$

Auf dem Wege der Rechnung folgt in gleicher Weise wie im Beispiel S. 798

$$u_1 = 6{,}5 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81 \cdot 5\,\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0{,}81}\sqrt{9{,}81 \cdot 5\,\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)\cos\alpha}},$$

$$c_1 \sin\alpha = 0{,}8\,c_2 = 1{,}584.$$

Hieraus ergibt sich

$$\alpha = 14^0\,31',\ c_1 = 6{,}318 \text{ m},\ \beta = 103^0\,46',\ w_1 = 1{,}630.$$

Außerdem ist

$$w_2 = \sqrt{1{,}98^2 + (0{,}8 \cdot 6{,}5)^2} = 5{,}564 \text{ und } \operatorname{tg}\gamma = \frac{1{,}98}{0{,}8 \cdot 6{,}5}, \text{ also } \gamma = 20^0\,51'.$$

Mit den errechneten Werten folgt die Leistung für 1 kg Aufschlagwasser

$$\frac{1}{2g}(6{,}318^2 - 1{,}98^2 + 5{,}564^2 - 1{,}630^2 - 5{,}2^2 + 6{,}5^2) = 4{,}05 \text{ mkg},$$

wie es mit $H_e' = 4{,}05$ erforderlich ist.

Es ist also, sofern die Verluste $\Sigma\iota$ dieselben sind, gleichgültig, ob die Ausnutzung der Wasserkraft mittels einer Achsial- oder Radialturbine erfolgt.

Bezüglich der Verluste vergl. S. 790 u. f.

Über die Zulässigkeit der Rechnungswerte vergl. die später gemachten Angaben.

Es sei noch bemerkt, daß für die Radial- wie für die Achsialturbine die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt gleich ist; ob dies auch für die Umdrehungszahlen gilt, hängt von den entsprechenden Durchmessern ab.

Das Beispiel läßt erkennen, daß für die getroffenen Annahmen hinsichtlich $c_1$, $u_1$ und der Radtiefe alle andern Diagrammwerte (Geschwindigkeiten und Winkel) bestimmt sind. Hätte man z. B. $\beta = 90^0$ gewählt und $c_2$, wie vorher, beibehalten, so folgt $u_1$ direkt aus der ersten Gleichung, also unabhängig von $\alpha$, und dieses sowie $c_1$ aus den beiden letzten Gleichungen [1].

Bei der modernen Francisturbine durchfließt das Wasser das Laufrad nicht rein radial, sondern es wird durch letzteres selbst allmählich in die achsiale Abflußrichtung übergeführt, die Wasserfäden sind nicht parallel. Die Ablenkung ist um so stärker, je näher der betreffende Faden dem Abflußrohre liegt, es läßt sich daher die Schaufelung nicht allein aus dem mittleren Wasserfaden bestimmen [2].

Man geht wieder von der Austrittgeschwindigkeit $c_2$ aus, bestimmt durch den zulässigen Austrittverlust $H_2'$.

Die auf Abfluß hinwirkende Geschwindigkeit (Fig. 706 und 709) ist $c_2 \sin\delta$ und die Austrittgeschwindigkeit selbst wählt man zu

$$c_2 = (0{,}16 \text{ bis } 0{,}20 \text{ bis } 0{,}25)\sqrt{2gH_n},$$

also

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}026 \text{ bis } 0{,}04 \text{ bis } 0{,}063)\,H_n,$$

d. s. 2,6 bis 4 bis 6,3 % des Nutzgefälles.

Die kleinen Werte bei hohen Gefällen werden bisweilen noch unterschritten, die höheren Werte werden bei großen Wassermengen im Interesse kleiner Räder und Billigkeit der Anlage gewählt (vergl. S. 814 u. f.).

Die Geschwindigkeit $c_2 \sin\delta$ versteht sich für die endliche Schaufeldicke; für letztere folgt die Geschwindigkeit des in das Saugrohr eintretenden Wassers zu

$$c_s = \frac{a_2}{a_2 + s_2}\, c_2 \sin\delta,$$

worin

$$\frac{a_2}{a_2 + s_2} = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}85$$

gesetzt werden darf.

---

[1]) Die Abhängigkeit des Winkels $\alpha$ von den angenommenen Größen ($c_2$ und $u_1$ bezw. $c_2$ und $\beta$) ist zu betonen gegenüber der Auffassung, die Größe von $\alpha$ sei im Falle eines Schaufelwinkels von 90° ohne Einfluß auf die Eigenschaften der Turbine. Inwieweit die Winkel, also auch $\alpha$, auf diese einwirken oder ob die bezeichnete Auffassung praktisch zulässig ist, kann nur durch Versuche festgestellt werden, da der Wert $\varepsilon$ selbst nicht konstant ist.

[2]) Der Unterschied zwischen mehr radialem Durchfluß und solchem mit allmählicher Überführung des Wassers in die achsiale Richtung ist zu ersehen an den „Turbinen der Kraftübertragungswerke Rheinfelden". Vergl. F. Prásil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1217 u. f.

Die gleiche Geschwindigkeit $c_s$ achsial gerichtet, nimmt man im obersten Saugrohrquerschnitt vom Durchmesser $D_s$ an (Fig. 728 bis 730); derselbe folgt aus der Wassermenge und $c_s$.

Regulierturbinen für veränderliche Wassermengen pflegt man im Interesse guten Nutzeffektes bei Mittel- und Kleinwasser, d. h. bei teilweiser Öffnung des Leitapparates, derart zu konstruieren, daß man das Laufrad für $\frac{3}{4}$ der normalen Wassermenge bemißt, also hierfür die beabsichtigten Geschwindigkeiten nach Größe und Richtung erhält und die Winkel bestimmt. Bei nach oben oder unten abweichender Wassermenge erfolgt der Wasserdurchgang nicht mehr stoßfrei im Sinne der früheren Darlegungen, insbesondere ist der Austrittverlust bei der Gesamtwassermenge $Q$ größer. Derart konstruierte Turbinen zeigen tatsächlich in der Nähe von $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung den besten Nutzeffekt.

Damit folgt

$$\frac{\pi}{4} D_s^2 c_s = \frac{3}{4} Q,$$

wodurch $D_s$ bestimmt ist.

Turbinen für wenig veränderlichen Wasserstand dagegen, mit der Aufgabe möglichst großer Wasserverarbeitung, werden für die volle Wassermenge konstruiert; für diese folgt $D_s$ aus

$$\frac{\pi}{4} D_s^2 c_s = Q,$$

worin die $c_s$ bestimmende Geschwindigkeit $c_2$ größer als vorher angenommen wird.

Das anschließende Saugrohr erhält mit Rücksicht auf event. Verengung durch das Tragkreuz im Falle der Anordnung mit stehender Welle einen entsprechend größeren Durchmesser; es genügt für den ersten Entwurf ein Zuschlag von 5 bis 10% zur berechneten Fläche $D_s'^2 \frac{\pi}{4}$.

Der Laufraddurchmesser $D_1$ wird bei Ausführungen gefunden zu

$$D_1 = (1{,}4 \text{ bis } 1 \text{ bis } 0{,}7)\, D_s;$$

er steht mit der Umfangsgeschwindigkeit $u_1$ und der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D_1 = \frac{60\, u_1}{\pi\, n}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit $u_1$ entspricht hierin etwa (56 bis 65 bis 75%) der Gefällgeschwindigkeit, d. h.

$$u_1 = (0{,}56 \text{ bis } 0{,}65 \text{ bis } 0{,}75) \sqrt{2 g H_n}.$$

Setzt man $H_n = 1$ m, so folgt die für das Meter Gefälle anzutreffende Umfangsgeschwindigkeit zu

$$u_1' = 2{,}5 \text{ bis } 2{,}9 \text{ bis } 3{,}30 \text{ m}.$$

Umfangsgeschwindigkeiten größer als 3,50 m für 1 m Gefälle oder über 79% der Gefällgeschwindigkeit geben weniger gute Nutzeffekte.

Der Zunahme von $u_1$ bezw. $u_1'$ entspricht ein Wachsen des Winkels $\beta$ und damit des Überdruckes im Spalt (vergl. S. 788).

Für $\beta = 90^0$ findet sich vielfach

$$u_1 = 0{,}62 \sqrt{2 g H_n} \text{ oder } u_1' = 2{,}75 \text{ m}.$$

Je mehr sich der Laufraddurchmesser $D_1$ dem oben berechneten $D_3$ nähert, desto größere Umlaufzahl wird bei gleichem Wert von $u_1$ bezw. $u'_1$

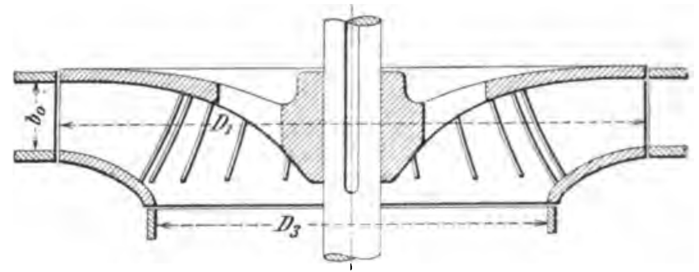



Fig. 728.

und gleichem Austrittverlust erreicht; mit Wachsen des letzteren nimmt bei gleicher Wassermenge $D_3$ ab und es kann damit auch $D_1$ kleiner werden.

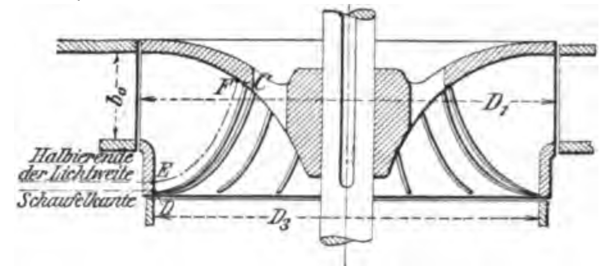



Fig. 729.

Den genannten Geschwindigkeitswerten entsprechen die oben angegebenen, in der Praxis anzutreffenden Verhältnisse zwischen $D_1$ und $D_3$ und damit die aus Fig. 728 bis 730 ersichtlichen Ausführungsformen [1]), welche Laufräder von gleicher Leistung darstellen und deren Umlaufzahlen sich verhalten wie 100 : 140 : 200.

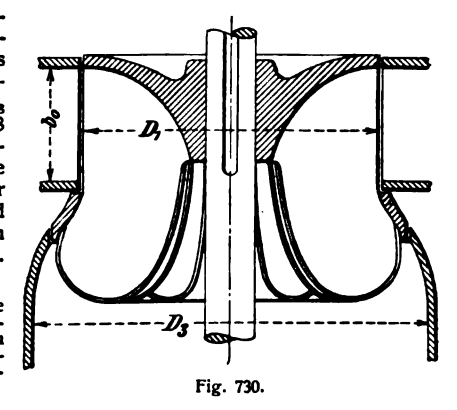



Fig. 730.

[1]) P. Thomann, „Die Entwickelung des Turbinenbaues mit den Fortschritten der Elektrotechnik", Antrittsvorlesung, Stuttgart 1901, Konrad Wittwer.

Fig. 728 entspricht der ursprünglichen Form, dem Normaltypus, Fig. 730 der sog. amerikanischen (erweiterten) Form, während Fig. 729 eine Übergangsform darstellt.

Noch höhere Umdrehungszahlen werden erreicht durch Verteilung der Wassermenge auf zwei oder mehr, auf gemeinschaftlicher Welle sitzender Laufräder, Zwillings- und mehrfache Turbinen; die Räder fallen kleiner aus und geben bei gleichem $u_1$ bezw. $u_1'$ entsprechend höhere Umlaufzahlen.

Für $D_1$ ist eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl zu wählen und erforderlichenfalls $u_1$ hiernach zu korrigieren.

Sofern von einem Geschwindigkeitsverlust beim Durchgang durch den Spalt abgesehen, also $c_0 = c_1$ gesetzt wird und unter Berücksichtigung der Laufradschaufelstärke folgt die erforderliche Eintrittbreite aus

$$Q = \pi D_1 b_1 c_1 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}.$$

Hierin ist für $a_0$ die größte Öffnung des Leitapparates einzuführen.

Für eingegossene, zugeschärfte Blechschaufeln ist $\frac{a_1}{a_1 + s_1} \sim 1$.

$Q$ versteht sich für das Leitrad für die gesamte zu verarbeitende Wassermenge; dasselbe gilt vom Laufrad, wenn nicht auf letztere 5 bis 8% zugeschlagen werden, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen und sicher zu sein, daß die vorhandene größte Wassermenge auch tatsächlich geschluckt wird.

Die Breite $b_0$ des Leitapparates wird gleich dem errechneten $b_1$ gemacht; zur Begegnung von Ausführungsfehlern und der mit der Spurzapfenabnutzung verknüpften Laufradverschiebung wird die Eintrittbreite unter Umständen je nach Größe des Rades um 5 bis 10 mm größer gewählt, $b_0$ aber gleich dem Rechnungswert gemacht.

Die Schaufelzahl darf gewählt werden (mit $D_1$ in mm)

bis etwa $D_1 = 1700$

$$\mathfrak{z}_0 \sim 0{,}6 \sqrt{D_1},$$

von hier ab

$$\mathfrak{z}_0 \sim 0{,}6 \sqrt{D_1} + (1 \text{ bis } 3),$$

unter Beachtung, daß $\mathfrak{z}_0$ eine ganze durch 2 teilbare Zahl ist; das Laufrad erhält weniger Schaufeln, besonders bei Ausführung nach Fig. 730.

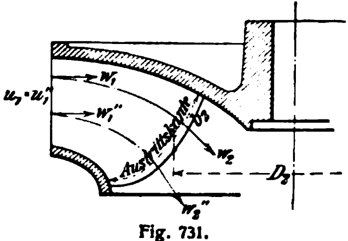


Fig. 731.

Das Eintrittgeschwindigkeitsdiagramm wird für alle Punkte der Breite $b_0$ bezw. $b_1$ als gleich vorausgesetzt, d. h. $c_1$ und $c_\varrho$ als konstant angenommen; die Berechtigung dieser Annahme für die Ausführungsform (Fig. 730) erscheint wegen der durch die scharfe Krümmung bedingten Kontraktion zweifelhaft.

Wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit am Austritt ist das demselben entsprechende Austrittdiagramm für die in verschiedener Höhe der Austrittfläche liegenden Punkte verschieden. Es gilt (Fig. 731) allgemein

$$w_2^2 = w_1^2 + c_\varrho^2 + u_2^2 - u_1^2.$$

Da am Eintritt $c_Q$ und $u_1$ für alle Punkte gleich sind, folgt für zwei verschiedene Austrittpunkte

$$w_2''^2 = w_1''^2 + c_Q^2 + u_2''^2 - u_1^2 = w_2^2 + u_2''^2 - u_2^2$$

und es bestimmt sich $w_2''$ graphisch gemäß Fig. 732 und 733.

Die Austrittfläche ist eine Rotationsfläche, bestimmt durch ihre Erzeugende, die Austrittkurve, und deren Schwerpunktsabstand von der Rotations-, d. i. Turbinenachse.

Zufolge der gemachten Voraussetzung hinsichtlich der Geschwindigkeit $c_s$ ist

$$b_2 D_2 \pi \frac{a_2}{a_2 + s_2} = D_s^2 \frac{\pi}{4}.$$

Für die Austrittfläche wird entweder die Parabel oder der Kreisbogen als Erzeugende gewählt [1]); für die Größe ersterer ist es belanglos,

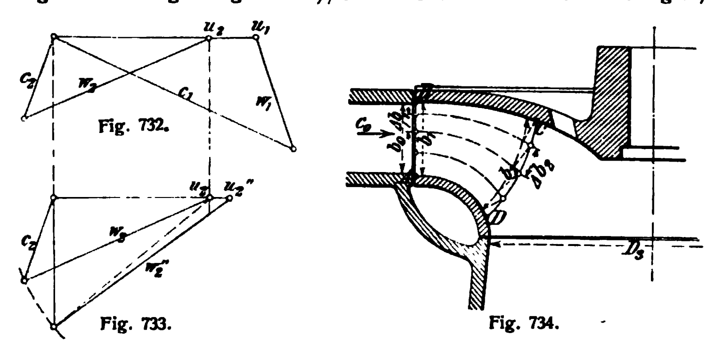


Fig. 732. Fig. 733. Fig. 734.

ob letztere (Fig. 729) die innere Schaufelkante $\widehat{CD}$ oder die Halbierende $\widehat{EF}$ der Lichtweiten darstellt, da dem größeren Bogen der kleinere Schwerpunktsdurchmesser entspricht und umgekehrt; gewöhnlich werden die Halbierenden der Lichtweiten zugrunde gelegt.

Die Erzeugenden $\widehat{AD}$ bezw. $\widehat{BC}$ des Laufrades (Fig. 734) bestehen aus Kurven, welche $D_s$ und $b_1$ berühren, im übrigen aber nach Gefühl zu verzeichnen sind; $BC$ verläuft anfangs gerade und konvergiert dann gegen die Achse. Es empfiehlt sich $\widehat{AD} = \widehat{BC}$ zu machen und die Austrittkurve möglichst senkrecht an $\widehat{AD}$ und $\widehat{BC}$ anzuschließen, da man senkrechten Abfluß zur Austrittfläche annimmt [2]).

[1]) Zur Schaufelung der Francisturbinen vergl. A. Hummel, Dinglers polytechnisches Journal 1899, Bd. 311, Heft 1 und 2. — E. Speidel und Wagenbach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 581 u. f. — N. Baashuus, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1602. — Prof. Rud. Escher, Schweizerische Bauzeitung 1903, S. 25 u. f.

[2]) Man will dadurch Unterschiede in den Geschwindigkeiten der einzelnen Wasserfäden und damit Beschleunigungen oder Verzögerungen nach Möglichkeit vermindern. Man macht auch $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ in dem Bestreben, den Verlust infolge Reibung an der durch $\widehat{AD}$ bestimmten Wand gering zu halten. Beide Bedingungen werden nahezu erfüllt bei schmalen Turbinen (Fig. 728), widersprechen sich mit zunehmender Breite $b_1$ (Fig. 729) und schließen sich vollständig aus bei sog. amerikanischen Turbinen (Fig. 730).

Für die Entwickelung der Schaufelung beginnt man mit der Untersuchung des Austrittes, für welchen die Geschwindigkeit $c_2$ je nach den Verhältnissen gewählt wird. Sofern $c_2$ und damit $c_s$ in allen Punkten der Austrittfläche konstant ist, folgt deren Größe $F_2$ direkt, andernfalls ist das sich ergebende $c_s$ als Mittelwert anzusehen, die Austrittfläche zu bestimmen und rückwärts die verarbeitete Wassermenge zu prüfen. Durch Wahl einer Kurve als Austrittkante folgt die Form der Austrittfläche.

Wegen der Veränderlichkeit von $D_2$ mit $b_2$ ist $F'_2$ durch Probieren zu ermitteln; die Bestimmung von $D_2$ für einen angenommenen Bogen $b_2$ erfolgt zweckmäßig graphisch mit Hilfe des Kraft- und Seilpolygons (Fig. 735), in welcher gleichzeitig die Konstruktion der Austrittkante als Parabel und die der Normalen in den einzelnen Punkten derselben ersichtlich ist; letztere mit Hilfe der Parabeleigenschaft, wonach die Subnormale konstant $= p$ oder die Subtangente gleich der doppelten Abscisse ist [1]).

Für die einzelnen Punkte der Austrittfläche sind als gegeben anzusehen $c_2$ und $u_2$; zu bestimmen sind $w_2$ und $\gamma$. Man setzt nun für das Austrittdiagramm aller Punkte voraus entweder

1. konstante Austrittgeschwindigkeit $c_2$ senkrecht zu $u_2$ gerichtet (Fig. 736), oder

---

[1]) Analytisch kann man in folgender Weise vorgehen:

Die Gleichung der Parabel als Austrittkante mit Scheitel in $D$ und $X$-Achse parallel zur Turbinenachse ist $y^2 = 2\,p\,x$.

Mit den Koordinaten $x_0 = m\,y_0$ und $y_0$ des Endpunktes der Parabel ist $p$ und damit der zwischen $x = 0$ und $x = x_0$ liegende Parabelbogen bestimmt. Der Schwerpunktsabstand desselben von der Parabelachse ist

$$\xi = \frac{\int y\,d\,l}{\int d\,l} = \frac{\int_0^{x_0} \sqrt{2\,p\,x + p^2}\,d\,x}{b_2} = \frac{\sqrt{p\,(2\,x_0 + p)^3} - p^2}{3\,b_2}.$$

$\xi$ läßt sich als Teil von $b_2$ ausdrücken und damit folgt schließlich

$$b_2\,(D_2 - 2\,\xi)\,\pi\,\frac{a_2}{a_2 + s_2} = F_2 = \frac{\pi}{4}\,D_2^2,$$

woraus sich $b_2$ und damit $x_0$ bezw. $y_0$ bestimmen läßt.

Beispiel. Es seien die Endpunkte der Parabel bestimmt durch $x_0 = y_0$, damit folgt aus

$$x_0^2 = 2\,p\,x_0 \quad p = \frac{x_0}{2} = \frac{y_0}{2}.$$

Die Bogenlänge ergibt sich zufolge

$$s = \frac{p}{2}\left\{\sqrt{\frac{2\,x}{p}\left(1 + \frac{2\,x}{p}\right)} + l\,n\left(\sqrt{\frac{2\,x}{p}} + \sqrt{1 + \frac{2\,x}{p}}\right)\right\}$$

zu

$$b_2 = \frac{x_0}{4}\left\{\sqrt{20} + l\,n\,(\sqrt{4} + \sqrt{5})\right\} = \frac{5{,}9157}{4}\,x_0 = 1{,}48\,x_0.$$

Damit wird

$$\xi = \frac{\sqrt{\frac{x_0}{2}\left(2\,x_0 + \frac{x_0}{2}\right)^3} - \left(\frac{x_0}{2}\right)^2}{3\,.\,1{,}48\,x_0} = 0{,}574\,x_0 = 0{,}39\,b_2$$

und es folgt

$$b_2\,(D_2 - 0{,}78\,b_2)\,\pi\,\frac{a_2}{a_2 + s_2} = \frac{\pi}{4}\,D_2^2.$$

In dieser quadratischen Gleichung ist $D_2$ bestimmt, $\frac{a_2}{a_2 + s_2}$ darf nach früherem geschätzt werden; es ergibt sich hiernach $b_2$, $x_0$ und $y_0$.

Für niedere Turbinen, entsprechend Fig. 728 mit Kreisbogen als Austrittkante, kann in ähnlicher Weise vorgegangen werden.

2. konstante Austrittgeschwindigkeit $c_2$ unter Verzichtleistung auf senkrechten Abfluß, indem man im Interesse einfacher Rechnung und Konstruktion $u_2 = w_2$ setzt (Fig. 737), oder
3. möglichst konstante Austrittgeschwindigkeit bei möglichst gleicher Austrittweite.

Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Annahme nach 1. und 2. der S. 817 gemachten Voraussetzung bezüglich des überall gleichen Überdruckes im Laufradeintritt genügt, welche zu der Bedingung führte

$$w_2''^2 = w_2^2 + u_2''^2 - u_2^2.$$

Im ersten Falle nimmt der Winkel $\gamma$ mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit zu; es ist $\operatorname{tg}\gamma = \frac{c_2}{u_2}$, also $\gamma$ wachsend mit abnehmendem $u_2$.

Die zweite Annahme liefert das ähnliche Ergebnis, außerdem aber wächst mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit die Abweichung der Austrittgeschwindigkeit $c_2$ von der zu $u_2$ senkrechten Richtung, $\delta$ nimmt ab. Es ist

$$\sin\frac{\gamma}{2} = \frac{c_2}{2\,u_2},$$

also

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{c_2}{u_2}\sqrt{\frac{4-\left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2}{4-\left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2(4-c_2^2)}}.$$

Fig. 735.

Bei gleichen Werten von $c_2$ und $u_2$ ist $\gamma$ größer als im vorigen Falle; mit wachsendem $u_2$ nimmt $\gamma$ rascher ab als im vorigen Falle.

Bezüglich der dritten Annahme s. S. 821 (Fußbemerk. 2).

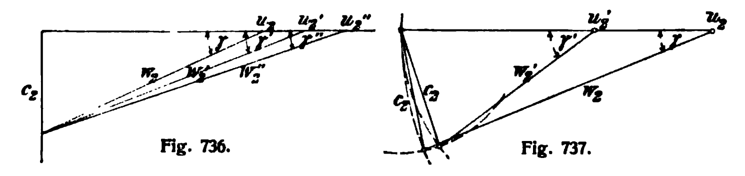



Fig. 736. Fig. 737.

Mit der Wahl eines der drei Fälle ist für jeden Punkt der Austrittfläche das Diagramm bestimmt.

Teilt man nun den Austrittbogen in eine Anzahl kleiner Teile, so sind die diesen Abschnitten entsprechenden, austretenden Wassermengen mit dem jeweiligen Durchmesser $D_2$ verschieden; sie lassen sich bestimmen und damit auch die zugehörige Eintrittbreite.

Es ist nach Fig. 734 mit

$$Q = \Sigma q$$

$$q = \mathfrak{z}\, a_2\, \Delta\, b_2\, w_2 = \pi\, D_2\, \Delta\, b_2\, c_s,$$

worin $a_2$ und $w_2$ bezw. $D_2$ und $c_s$ veränderlich sind, und anderseits

$$q = \mathfrak{z}_0\, a_0\, \Delta\, b_0\, c_1 \frac{a_1}{a_1 + s_1}.$$

Hiernach folgt $\Delta\, b_0$ bezw. $\Delta\, b_2$, sofern die Eintritthöhe gleich geteilt wurde. Bezüglich der Veränderlichkeit von $a_2$ s. S. 821.

Durch die die einzelnen Punkte verbindenden, stetig verlaufenden Kurven erhält man Teil- oder Schichtturbinen.

Wenn die Wasserfäden (Schichtlinien) die Austrittkante (-breite) rechtwinklig schneiden, ist $\Delta\, b_2$ ein Teil derselben, im anderen Falle stellt $\Delta\, b_2$ die senkrechte Entfernung der Schichtlinie in der Nähe der Austrittkante dar (Fig. 734, punktiert gezeichnet).

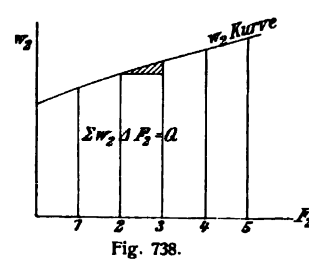


Fig. 738.

Zur Kontrolle der Schluckfähigkeit, d. i. die Fähigkeit der Turbine, das gegebene Wasserquantum auch wirklich zu verarbeiten, trägt man (Fig. 738) bei erheblicher Abweichung von der Rechtwinkligkeit zwischen Wasserfaden und Austrittkante die für die einzelnen Punkte derselben sich ergebenden Relativgeschwindigkeiten $w_2$ als Ordinaten zu den Einzelaustrittflächen, d. i.

$$\Delta\, F_2 = \mathfrak{z}\, a_2\, \Delta\, b_2 = \pi\, D_2\, \Delta\, b_2 \sin\gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2},$$

als Abscissen auf. Die von der $w_2$-Kurve eingeschlossene Fläche stellt zufolge der Beziehung

$$q = \Delta\, Q = \Delta\, F_2 \cdot w_2$$

die verarbeitete Wassermenge dar[1]).

Die Berechnung der Einzelwassermenge der Schichtturbinen vernachlässigt die stetige Änderung von $w_2$, d. i. die in Fig. 738 schraffierte Fläche, bedeutet also eine im Sinne technischer Rechnungen liegende Reserve. Um für alle Fälle gesichert zu sein und event. Ausführungsfehler auszugleichen, pflegt man auf die zu verarbeitende Wassermenge 5 bis 8 % zuzuschlagen (vergl. S. 800).

---

[1]) Mit der zweiten bezw. des Austrittdiagramms gemachten Voraussetzung $u_2 = w_2$ folgt

$$Q = \mathfrak{z}\, \Sigma\, a_2\, \Delta\, b_2\, w_2 = \mathfrak{z}\, \Sigma\, a_2\, \Delta\, b_2\, u_2 = \frac{\mathfrak{z}\, u_1}{D_1}\, \Sigma\, a_2\, \Delta\, b_2\, D_2 = \frac{2\, \mathfrak{z}\, u_1}{D_1}\, \Sigma\, a_2\, \Delta\, b_2 \frac{D_2}{2}.$$

Sofern noch $a_2$ konstant ist, folgt

$$Q = \frac{2\, \mathfrak{z}\, u_1}{D_1}\, a_2\, S,$$

worin $S$ das statische Moment der Erzeugenden hinsichtlich der Drehachse bezeichnet. Somit folgt

$$Q = \frac{\mathfrak{z}\, a_2\, u_1}{D_1}\, b_2\, D_2 = \mathfrak{z}\, a_2\, b_2\, u_2.$$

Die Rechnung ist aber nur unter den beiden gleichzeitigen Voraussetzungen $u_2 = w_2$ und $a_2 =$ konst. zutreffend. Über die Zulässigkeit letzterer vergl. S. 821.

Bei sich ergebenden großen Unterschieden zwischen letzterer und der vorstehend ermittelten Wassermenge, ist der Austrittbogen entsprechend zu ändern.

Die Schaufelenden pflegt man behufs Vermeidung von Kontraktion des austretenden Wasserstrahles (Fig. 739, punktiert gezeichnet) nach Evolventen zu krümmen[1]), welche auf der kurzen, in Betracht kommenden Strecke jeden zu ihrem Grundkreis konzentrischen Kreis annähernd unter gleichem Winkel schneiden; dies gilt sowohl für das Leitrad (Fig. 745) als für das Laufrad.

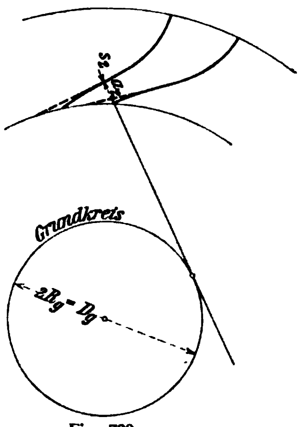



Fig. 739.

Der Grundkreis dieser Evolventen ist bestimmt durch $D_g = \mathfrak{z}\frac{(a+s)}{\pi}$; man denkt sich dieselben auf Kegelflächen liegend, welche die einzelnen Wasserfäden, also auch die Schichtlinien, in den einzelnen Punkten des Austrittbogens berühren und verzeichnet sie in der Abwickelung dieser Kegelmäntel. Da sich auf die kurze Erstreckung die Evolvente nur wenig vom Kreisbogen unterscheidet, genügt es, sie durch solche zu ersetzen[2]). (Vergl. Fußbemerk. 1).

Auf diese Berührungskegel denkt man sich ferner die Längen der Schicht-

---

[1]) Diese **neutralen** Kurven für die Schaufelenden — bei der Achsialturbine waren es Gerade - sind unter Voraussetzung gleichen Winkels $\gamma$ des austretenden Strahles gegen den Umfang **logarithmische Spiralen.** Nach Fig. 740 folgt

$$\mathrm{tg}\,(\gamma + d\varphi) = \frac{dr}{r\,d\varphi}$$

und entwickelt

$$\mathrm{tg}\,\gamma\, d\varphi = \frac{dr}{r},$$

also

$$(\varphi_2 - \varphi_1)\,\mathrm{tg}\,\gamma = ln\frac{r_2}{r_1} \text{ oder } \frac{r_2}{r_1} = e^{(\varphi_2 - \varphi_1)\,\mathrm{tg}\,\gamma}.$$

Da das Austrittdiagramm nur für einen ganz bestimmten Fall (normales Gefälle, normale Umdrehungszahl) richtig ist, für andere nicht, so ist die Annäherung mittels Evolvente, welche durch einen Kreisbogen ersetzt wird, zulässig.

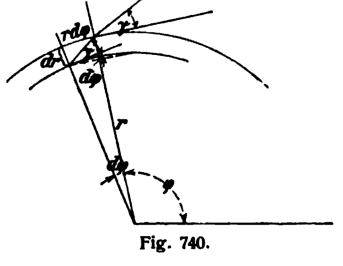



Fig. 740.

[2]) Für die in Ebenen senkrecht zur Achse liegenden und durch Kreisbogen ersetzten neutralen Kurven gilt mit den bekannten Bezeichnungen

$$a_2 + s_2 = D_2 \sin\gamma\ \mathrm{tg}\frac{180}{\mathfrak{z}},$$

und für die auf Kegelmänteln liegenden, sofern $\lambda$ den halben Winkel an der Kegelspitze bezeichnet,

$$a_2 + s_2 = \frac{D_2}{\sin\lambda} \sin\gamma\ \mathrm{tg}\frac{180 \sin\lambda}{\mathfrak{z}}.$$

Beide Ausdrücke, leicht zu konstruieren, lassen die Abhängigkeit der Lichtweite $a_2$ von $D_2$, $\lambda$ und $\gamma$ erkennen.

(Fortsetzung der Note s. nächste Seite.)

linien von ihrem Berührungspunkt abgetragen, also auch diejenigen der oberen und unteren Radbegrenzung. Es ist in Fig. 741 a $\overline{CB'} = \widehat{CB}$;

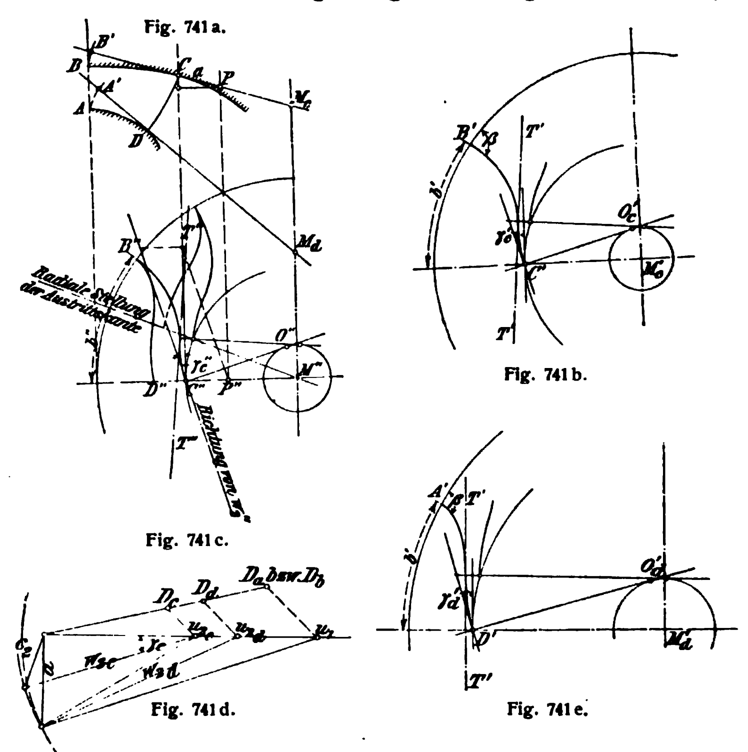



Fig. 741 a.

Fig. 741 b.

Fig. 741 c.

Fig. 741 d.

Fig. 741 e.

die Abwickelung Fig. 741 b des Berührungskegels mit den Mantellinien $M_r C'$ bezw. $M_r B'$ sind Kreise um $M_r'$. In dieser trägt man Teilung, allgemein bestimmt durch $D$ und $\mathfrak{z}$, Schaufelstärke und Austrittwinkel $\gamma = \gamma_r'$ an; durch Konstruktion des rechtwinkligen Dreiecks $C' M_r' O_r'$ mit $\sphericalangle O_c' C' M_r' = \gamma_c'$ folgt $O'$ als Mittel-

---

Hiernach läßt sich die Veränderlichkeit von $a_2$ für die beiden ersten bezüglich des Austrittdiagramms festgesetzten Bedingungen rechnerisch ermitteln.

Soll $a_2 + s_2$ = Konstante sein gemäß der dritten Bedingung, so muß, da für eine einmal gewählte Austrittkurve $\lambda$ jeweils einen bestimmten Wert besitzt, der Forderung genügt werden

$$D_2 \sin \gamma = \text{Konstante oder auch } u_2 \sin \gamma = \text{Konstante}.$$

Die Relativgeschwindigkeiten $w_2$ berühren einen Kreis vom Radius $u_i \sin \gamma$.

Die Erfüllung der Forderung bezüglich des im Laufradeintritt überall gleichen Überdruckes, liefert eine nach Größe sehr, nach Richtung weniger veränderliche Austrittgeschwindigkeit $c_2$; gleichbleibendes $c_2$ befriedigt die Bedingung gleichen Überdruckes nicht.

punkt des die Evolvente (neutrale Kurve) ersetzenden Kreisbogens, falls die innere Schaufelkante als Erzeugende der Austrittfläche angenommen wird, und $M'_c O'_c$ als Radius des Evolventengrundkreises. Im Falle die Halbierende der Lichtweiten als Erzeugende zugrunde gelegt wird (Fig. 745), nimmt man den Mittelpunkt $O'_c$ im Schnitt der beiden Fahrstrahlen an, welche den Umfang in zwei um die Teilung entfernten Punkten unter dem Winkel $90 - \gamma$ schneiden.

Die Schaufelkurve muß sowohl die neutrale Kurve, d. i. Tangente $T' T'$ an dieselbe, berühren, als den Umfang unter dem Eintrittwinkel $\beta$ schneiden. Man zieht sie, diesen Bedingungen entsprechend, im übrigen nach Gefühl unter Beachtung, daß die Ablenkung der Schichtlinie allmählich erfolgt und ihre Länge nicht unnötig groß ausfällt.

Im Grundriß Fig. 741 c muß die Schaufelkurve die Horizontalprojektion des Austrittdiagrammes berühren; man stellt letztere her, indem man das Diagramm Fig. 741 d in $C'$ so angehalten denkt, daß $u_2$ den Umfang berührt, bestimmt Punkt $P$ derart, daß $CP = a$ ist und projiziert $P$ in den Grundriß auf den horizontal angenommenen Radius.

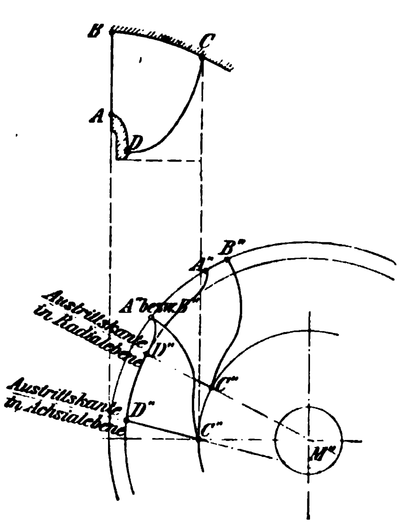


Fig. 742.

Die Projektion der neutralen Schaufelkurve berührt die Richtung von $w''_2$; die Abtragung von $t_2$ und Konstruktion der Normalen zur Richtung von $w''_2$ liefert den Mittelpunkt $O''$, um welchen die neutralen Kurven als Kreisbogen zu krümmen sind. Streng genommen ist die Evolvente der Abwickelung in den Grundriß zu projizieren.

Der Bogen $b''$ im Grundriß wird gleich oder kleiner demjenigen $b'$ der Abwickelung gemacht.

In dieser Weise verfährt man für alle Punkte, also auch für $D$ (Fig. 741 e). Bezüglich desselben ist eine Festsetzung zu treffen über die Lage der Austrittkante, ob in einer Radialebene oder in einer Ebene parallel zur Achse. Ersteres ist wegen des Einsetzens der Schaufeln für die Gießerei vorteilhaft; die Eintrittkante steht hierbei schräg, projiziert sich also im Grundriß als Bogen, da es schwierig ist, Eintritt und Austritt den S. 817 genannten Bedingungen entsprechend geschickt zu verbinden, namentlich wenn $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ (Fig. 729). Wird auf die vertikale Eintrittkante Wert gelegt, so kommt aus diesen Gründen die Austrittkante in eine Ebene parallel zur Achse zu liegen, die untere Schaufelbegrenzung $\widehat{AD}$ bezw. $\widehat{A'D'}$ fällt, wie im vorigen Falle, kürzer aus als bei gleichzeitiger Erfüllung beider Bedingungen. Fig. 741 entsprechen letzteren, d. h. die Eintrittkante ist vertikal

gerichtet; die Austrittkante liegt in einer Radialebene, wogegen Fig. 742 die beiden anderen Fälle hinsichtlich der Lage der Ein- und Austrittkante andeutet. Zur Darstellung der Schaufelfläche überträgt man mittels der Abwickelungen die Schichtlinien in den Grundriß (Fig. 744 und 745, Kurven $a-a$ bis $g-g$). Für dieses Beispiel ist als Erzeugende $\widehat{CD}$ der Austrittfläche die Halbierende der Lichtweiten angenommen. Die untere Schaufelbegrenzung $\widehat{AD}$ denkt man sich abgewickelt derart, daß

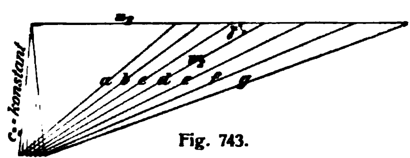


Fig. 743.

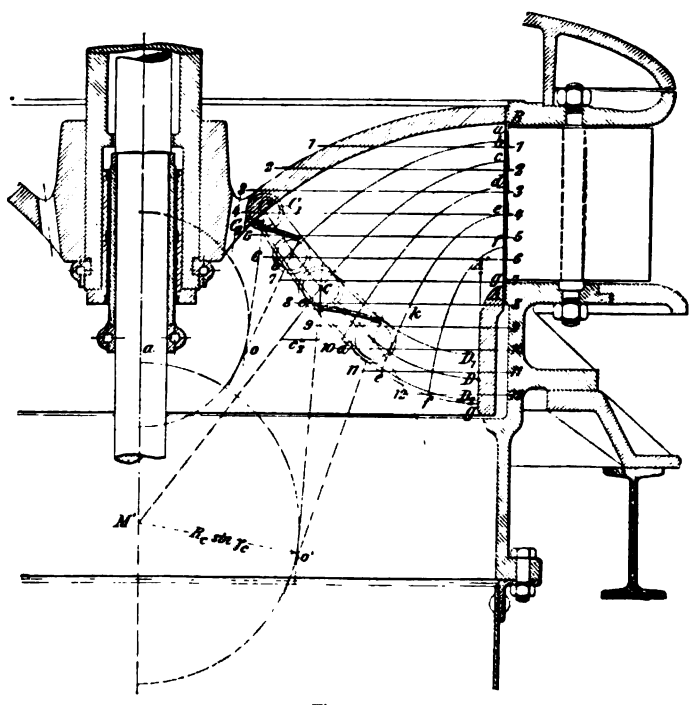


Fig. 744.

$\widehat{DA} = DA'$ und auf dem so entstehenden Cylinder die Schaufelkurve unter den Winkel $\beta$ und $\gamma$ verzeichnet. Die Berührungskegel samt ihren Abwickelungen und den Evolventen für die Schaufelenden sind im Aufriß dargestellt. Das zugrunde gelegte Austrittdiagramm

(Fig. 743) zeigt für den mittleren Wasserfaden senkrechten Abfluß, für die übrigen Fäden weicht die Richtung der konstanten Austrittgeschwindigkeit $c_2$ von der Normalen zu $u_2$ ab; diese Abweichungen beeinträchtigen die Wasserabführung kaum, bieten dagegen den Vorteil geringerer Unterschiede des Winkels $\gamma$. Zur Verzeichnung der Schaufelenden im Grundriß wird (wie vorher) die Horizontalprojektion $\gamma''$ bezw. $w_2''$ des Winkels $\gamma$ bezw. der Geschwindigkeit $w_2$ hergestellt; die

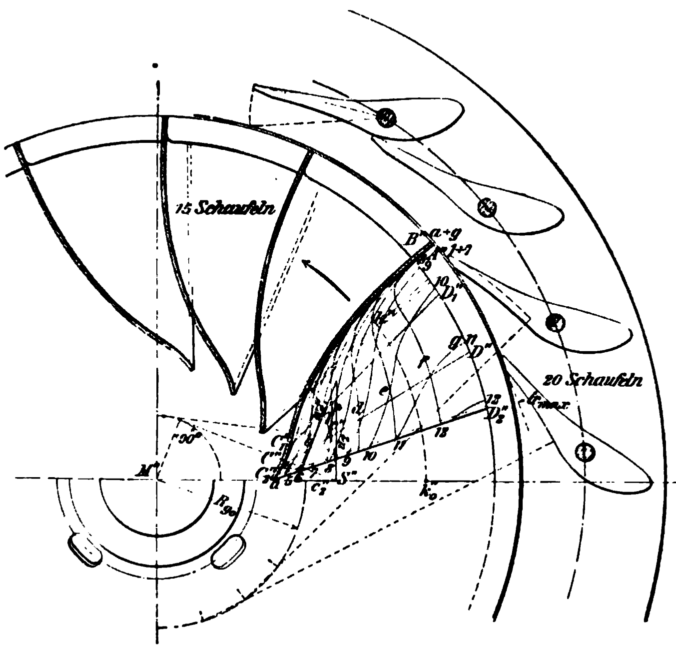



Fig. 745.

Normale zu $w_2''$ durch $S''$ liefert den Grundkreis für die im Grundriß durch Kreisbögen ersetzten Evolventen. $S''$ wird durch Bogen um $M''$ auf die Austrittkante $C''D''$ zurückgeführt, Punkt $c''$ und die Evolvente verzeichnet. Diese ist mit der Projektion der Eintrittkante, hier ein Punkt, durch eine stetige Kurve zu verbinden.

Zur Darstellung des Schaufelbleches bezw. Herstellung des Klotzes, nach welchem dasselbe zu biegen ist, schneidet man die Schaufelfläche samt Schichtlinien durch Horizontalebenen, 1—1 bis 12—12, und bestimmt deren Schnittpunkte mit den Schichtlinien $a$—$a$ bis $g$—$g$; der Grundriß $k_0''$ des Punktes $k$ im Aufriß ist auf $e$—$e$ zurückzuklappen.

Je nach dem mehr oder minder regelmäßigen Verlauf dieser Schichtlinien (Höhenkurven) können die Schichtlinien im Aufriß beibehalten oder müssen geändert werden. Durch Anfertigung von Brettchen in einer

Stärke gleich dem Abstand der horizontalen Schnittebenen[1]) und einer Begrenzung entsprechend den Schnittlinien, welche übereinander geleimt

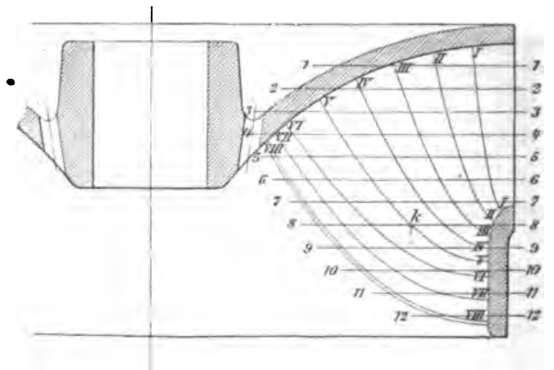


Fig. 746.

und deren vorstehende Kanten gebrochen werden, erhält man den Schaufelklotz oder die konkave Begrenzungsfläche der Schaufel.

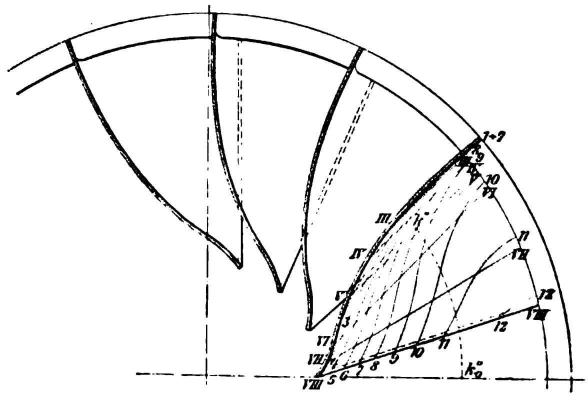


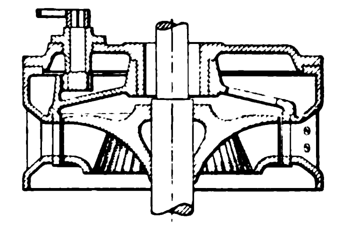
Fig. 747.

Dieses Modell wird, als Unterteil einer Presse, kräftig ausgeführt; das Oberteil wird erhalten durch Aufheften schmaler Leisten in Stärke des Schaufelbleches, Einschalen des Unterteiles und Aufgießen von angemachten Gyps in genügender Höhe. Beide Teile erhalten noch Lappen

[1]) Mit Rücksicht auf die Herstellung wird man bei Annahme der Horizontalebenen von der Stärke der für die Modellanfertiguug zu verwendenden Brettchen ausgehen.

für Angeln und Schrauben zum Zusammenpressen. Alsdann werden beide Teile abgegossen für die Schaufelpresse.

In einfacherer Weise und für die Ausführungsformen genügend genau gelangt man zum Schaufelklotz, indem man (Fig. 746 und 747) nach Aufzeichnen der oberen und unteren Begrenzung $B''C''$ bezw. $A''D''$ Schnittebene parallel zur Achse oder durch diese legt, also auf die Schichtlinien im Aufriß verzichtet. Im letzteren erscheinen die Schnittlinien dieser Ebenen mit der Schaufelfläche als Kurven ähnlich dem Austrittbogen, im Grundriß als Gerade, *I* bis *I*, *VIII* bis *VIII*. Man zeichnet sie im Aufriß nach Gutdünken, bestimmt ihren Grundriß durch ihre Endpunkte auf den Schaufelbegrenzungen. Sodann legt man wieder Schnittebenen senkrecht zur Achse; ihre Durchdringung mit den Schaufelkurven ist aus dem Aufriß ersichtlich. Die Bestimmung des Grundrisses liefert die Schnittkurven der Schaufelfläche mit jenen horizontalen Schnittebenen, welche einen regelmäßigen, stetigen Verlauf zeigen müssen, andernfalls die Kurven *I* bis *I* u. s. w. im Aufriß zu ändern sind.



Die Aufzeichnung des Schaufelklotzes hat im Schwindmaß, zwischen 2 und 7‰, je nach Material, zu erfolgen.

Die Regulierung der Francisturbinen erfolgt meist durch drehbare Leitschaufeln (von Prof. Fink angegeben). Mit diesen wird die lichte Weite $a_0$ und der Winkel $\alpha$ geändert; im Zusammenhange damit ändert sich die Größe des Schaufelspaltes und des Überdruckes in demselben. Bremsversuche ergeben bis zu einer Beaufschlagung abwärts zwischen $^1/_3$ und $^1/_2$ eine nur geringe Abnahme des Wirkungsgrades. Der Antrieb dieser Leitschaufeln erfolgt vom Regulierring aus mittels Schubstängchen[1]) oder Gleitsteinen (Fig. 751), welche um die Regulierzapfen im Ring bei Drehung desselben schwingen bezw. in Schaufelschlitzen sich verschieben. Die lichte Breite des Leitapparates ist konstant (parallele Kränze).



Fig. 748.

Die Zodelsche Regulierung (Fig. 748 und Fig. 752b) besteht aus Teilung der Leitschaufeln in einen festen Kranz und einen um die Achse drehbaren Schieber (Ringschieber); der Schaufelwinkel $\alpha$ bleibt nahezu konstant. Nach Versuchen zu schließen, nehmen die Wirkungs-

[1]) Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, läßt die Schubstängchen in entsprechend geformte Nester der Leitschaufel ein, D.R.P. Nr. 99590, und schützt sie dadurch vor Verunreinigungen.

grade bei kleiner Beaufschlagung [illegible] ist als nach Prof. Fink, wahrscheinlich infolge Stoßes des Wassers gegen den Ringschieber.

Die [illegible] Außenschütze Fig. [illegible] wird auf Änderung des Gefälles und der Wassermenge.

Dasselbe gilt von der [illegible] Fig. [illegible]. Der Wirkungsgrad sinkt mit abnehmender Beaufschlagung [illegible].

Zur Verminderung der Schaufelreibung und des Regulierweges bei mehrkränzigen Turbinen führt man zum Teil den Außenschieber und außer den Leitapparat entsprechend aus. Statt die Einlaufhöhe zu ändern, kann man auf die Weite einwirken durch Gitterschieber, welche sich konzentrisch zum Leitapparat drehen[1].

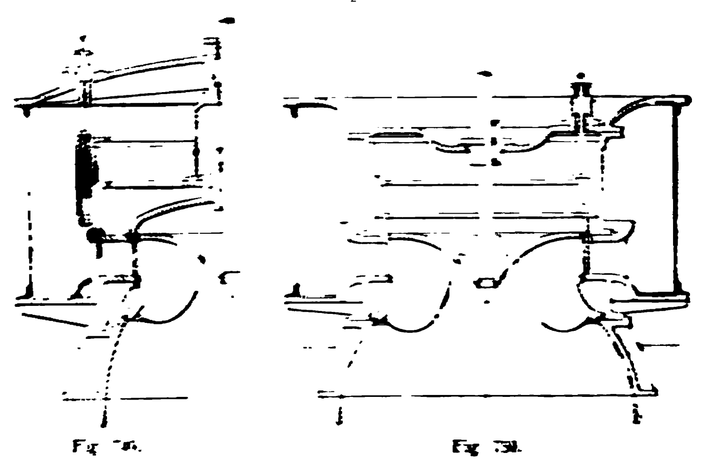


Fig. [illegible]. Fig. [illegible].

Als [illegible] kann die Francisturbine über dem Unterwasser ohne Beeinträchtigung des Gefälles aufgestellt werden: der Gefällgewinn durch sinkenden Unterwasserstand wird sogar nutzbar gemacht (vergl. S. 775 und 794). Man ordnet Mitte Leitapparat etwa in halber Gefällhöhe an unter Beachtung, daß vom Oberwasserspiegel bis Oberkante Leitapparat mindestens 500 mm Wassertiefe verbleibt, andernfalls die Gefahr des Luftansaugens und damit einer Gefällverminderung besteht. Die größte Saughöhe sollte 7 m nicht überschreiten wegen der Schwierigkeit vollständiger Entlüftung des Saugrohres und der Gefahr des Abreißens der Saugwassersäule. Abweichungen in der Höhenlage der Turbine

[1]) Vergl. das unter „Achsialturbinen" über „Regulierung" Gesagte. Über die konstruktive Ausführung vergl. die S. 933 genannten Quellen.

[2]) Ausführungen der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co. in Zürich für:
- Kraftanlagen in Rheinfelden, vergl. F. Prášil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure [illegible], S. [illegible] u. f.;
- Kraftwerk der Stadt Lyon, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure [illegible], S. [illegible] u. f.;
- Wasserkraftanlage Chèvres bei Genf, vergl. J. Fr. Hey, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure [illegible], S. 1229 u. f.

mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse sind innerhalb nicht zu weiter Grenzen statthaft. Hierzu veranlaßt unter Umständen die Trockenlegung der Turbinenkammer (hochwasserfreie Anordnung). Liegen die Hochwasserverhältnisse günstig, so ist eine Turbine mit liegender Welle angezeigt, welche Rädervorgelege vermeidet und direkten Antrieb der Vorgelegewelle durch Riemen oder Seil, oder aber mittels Kupplung mit ihr gestattet. Bedingung ist, daß über dem Scheitel des Leitapparates genügend Wassertiefe (vergl. vorige Seite) verbleibt, abgesehen von der vorausgesetzten, daß die Triebwerkteile nicht ins Hochwasser zu liegen kommen.

Die Turbine mit liegender Welle wird entweder im offenen, gemauerten Schacht oder in einem geschlossenen Gehäuse angeordnet, und zwar greift man allgemein zu letzterer Ausführung von etwa 12 m Gefälle an wegen der Kostspieligkeit der gemauerten Turbinenkammern bei höheren Gefällen. Das Gehäuse erhält vorteilhaft Spiralform nach Art der Zentrifugalpumpen: Spiralturbine (Fig. 751), welcher das Wasser mittels Rohrleitung zugeführt wird[1]).

Durch Verteilung der Wassermenge auf 2 oder 4 Laufräder von entsprechend kleinerem Durchmesser erhält man Zwillings- oder Doppelzwillingsturbinen (Fig. 752a und b)[2]); sie sind in Anordnung mit stehender und liegender Welle möglich. Erstere bedingt teure Wasserbauten und beeinträchtigt Zugänglichkeit und Bedienung mehr als letztere.

Die Turbinen mit liegender Welle im Schacht führen das Wasser entweder auf Abtriebseite oder auf Kammerseite mittels Rohrkrümmers ab; man spricht vom Abtrieb auf Krümmer- oder auf Deckelseite. Dasselbe gilt von den Spiralturbinen.

Bei achsialer Zuleitung des Aufschlagwassers zur Turbine im geschlossenen Gehäuse ist dieselbe als Frontalturbine bezeichnet worden. Bei mehrfachen Turbinen werden vorteilhaft je 2 Laufräder an einen Doppelkrümmer angeschlossen; dies gilt besonders bei Anordnung mit stehender Welle; bei Zwillingsturbinen mit liegender Welle sind jedoch auch 2 einfache Krümmer anzutreffen.

Das die Turbine mit dem Unterwasser verbindende Saugrohr besteht entweder aus Eisenblech (genietet) oder wird in Mauerwerk (Beton) ausgeführt. Gußeisen ist nur für enge und kurze Rohre gerechtfertigt.

In ihm soll die Austrittgeschwindigkeit aus dem Laufrad allmählich auf die Abflußgeschwindigkeit abnehmen, daher allmähliche Erweiterung des Rohres erforderlich ist. Man nimmt je nach Gefälle eine Abflußgeschwindigkeit von 0,5 bis 1,25 m an; sehr kurze Rohre zwingen in diesem Falle zu kleiner Geschwindigkeit $c_2$ sowie zur Erweiterung des Krümmers (Fig. 751).

Mangels näherer Kenntnis der Bewegungs- und Druckverhältnisse in den Saugrohren erweitert man sie gemäß der Annahme einer gleich-

---

[1]) Ausführung der früheren Maschinenfabrik A.-G von Gebr. Hemmer, Neidenfels, Pfalz. Für diese Turbine ist $H = 15,2$ m, $Q = 0,750$ cbm, $n = 350$ und $N = 114$ $PS_n$. Es würde hiermit betragen $\eta = 75\%$. Mit $D_1 = 580$ mm folgt $u_1 = 10,62$ m $= 0,615 \sqrt{2 g H_n}$ oder $u_1' = 2,73$ m.

[2]) Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, für „Isarwerk München". Diese Turbine soll bei 11,6 m Gefälle 150 Umdrehungen machen und 2500 $PS_n$ leisten. Bei 1600 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 12,57$ m $= 0,83 \sqrt{2 g H_n}$ oder $u_1' = 3,68$ m.

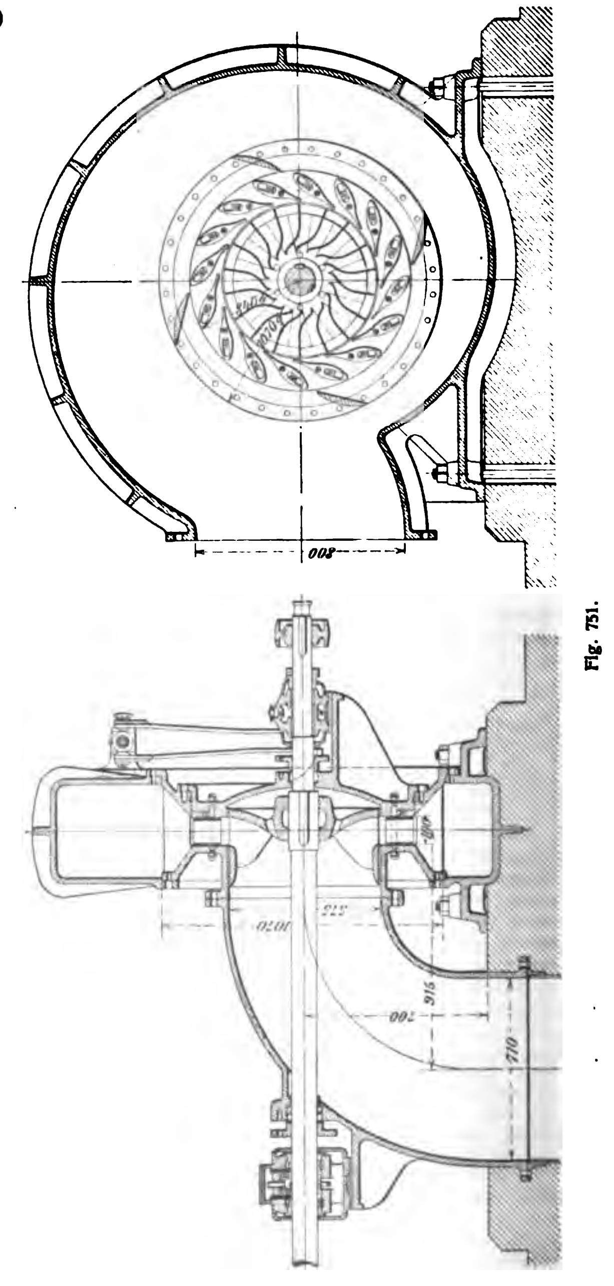


Fig. 751.

förmig verzögerten Bewegung des Wassers im mittleren Faden (Saugrohrachse). Zu diesem, dem mittleren Wasserweg, nimmt man senkrechte Querschnitte an, in deren Punkten man gleiche Geschwindigkeit vor-

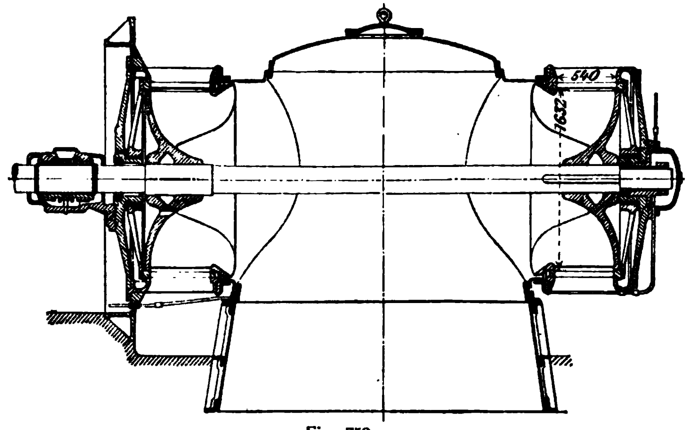



Fig. 752a.

aussetzt. Hiernach müßten geradachsige Rohre eine gekrümmte Erzeugende erhalten; man ersetzt sie aus praktischen Gründen durch eine

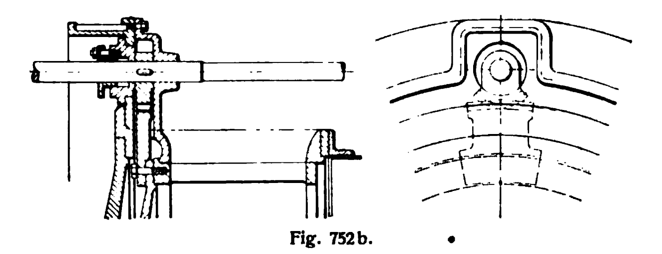


Fig. 752b.

Gerade (abgestumpfter Kegel). Die Querschnittserweiterung eines Betonsaugrohres ist aus Fig. 753 ersichtlich [1]; das Diagramm derselben ergibt sich graphisch mit Hilfe der Beziehungen zwischen Weg- und Geschwindigkeitskurve.

---

[1]) Ausführung für die „Kraftanlage Kykkelsrud am Glommen (Norwegen)", für welche Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, und A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, je eine 3000pferdige Turbine lieferten, erstere mit Finkschen Drehschaufeln, letztere mit Ringschütze im Spalt. Diese Turbinen, in Anordnung mit stehender Welle, verarbeiten bei 16 m Gefälle je 19 cbm Wasser, machen 150 Umdrehungen und leisten bei 75% Nutzeffekt 3040 $PS_n$. Bei 1800 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 14{,}14$ m $= 0{,}80 \sqrt{2\,g\,H_n}$ oder $u_1' = 3{,}54$ m.

Das Saugrohr soll mit seiner unteren Stirnfläche bezw. mit seinem Scheitel der Austrittöffnung 200 bis 250 mm in das niedrigste Unterwasser tauchen (vergl. S. 794).

Zwischen Saugrohrunterkante und Grabensohle unter der Turbine muß genügend Austrittquerschnitt verbleiben, daher Blechsaugrohre mangels gleichmäßiger Ausnutzung des gesamten Cylinderumfanges $D_s \pi H_s$ Tieflegung der Sohle bedingen. Man pflegt zu machen $H_s \sim D_s$. Beton-

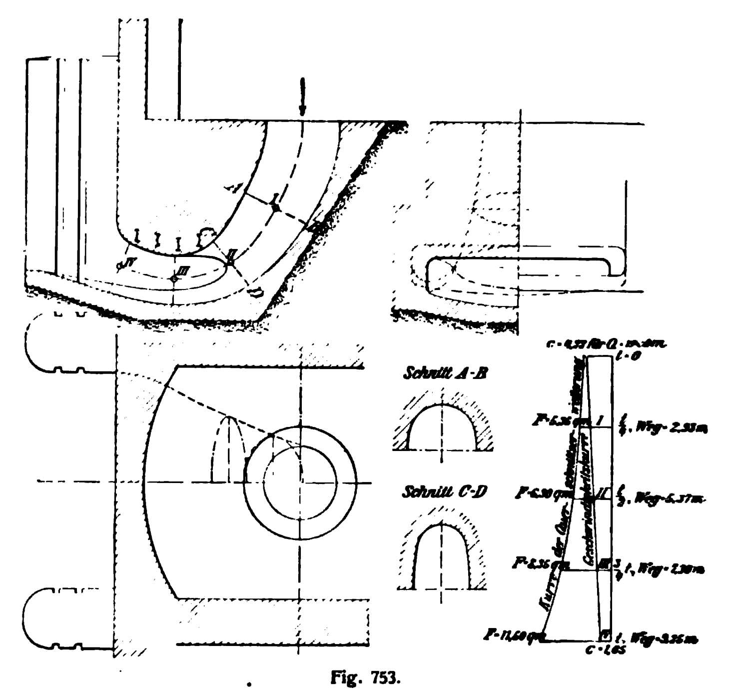



Fig. 753.

saugrohre führen das Wasser in der erforderlichen Richtung ab, sie erfordern geringere Tiefe, namentlich bei größerer Breite, welche meist vorhanden zu sein pflegt. Es muß hier sein

$$H_s B_s = \frac{D_s^2 \pi}{4},$$

worin sich $D_s$ für das entsprechende Blechsaugrohr versteht. $B_s$ ist bei Turbinen im Schacht meist durch die Turbinenkammer gegeben.

Die Überführung der Sohle unter der Turbine in die Grabensohle erfolgt allmählich ansteigend.

Der Betonkrümmer bildet ein vorzügliches Fundament der Turbine; bezüglich seines Einflusses auf das Nutzgefälle vergl. S. 774 und 775.

Arbeitsverluste. Dieselben entsprechen den für die Achsialturbine S. 805 genannten Arbeitsverlusten.

Der Spaltverlust ist zufolge stärkerer Ablenkung und Drosselung des Spaltwassers geringer. Zur Herabminderung der Spurzapfenreibung infolge Druckunterschiedes über und unter bezw. vor und hinter der Nabenscheibe des Laufrades wird letztere mit Löchern versehen. In der Nähe der Welle gleicht sich der Druck aus (Saugspannung); die entfernter liegenden Teile der Nabenscheibe werden in Richtung des ablaufenden Wassers gedrückt durch eine der Fliehkraft des Wassers entsprechende Pressung, wogegen die Reaktion des Wassers infolge Ablenkung um 90° in entgegengesetzter Richtung drückt. Die zentrifugale Pressung kann bei hohen Umdrehungszahlen recht bedeutend und Ursache von Heißlauf des Spur- bezw. Kammzapfens sein. Beseitigung desselben bezweckt das D.R.P. Nr. 128265 (J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz).

Die Spurzapfenbelastung wird bisweilen durch besondere auf der Turbinenwelle sitzende und vom Aufschlagwasser gedrückte Entlastungskolben oder durch Zuführung des Schmiermaterials zum Spurzapfen unter Druck (15 bis 25 atm) verringert.

Die Verluste sind im allgemeinen bei gleicher Wasserkraft etwas geringer als S. 805 für die Achsialturbine angegeben.

Ausführungen. Außer den bereits genannten Veröffentlichungen vergl. noch:

E. Reichel, „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris", Berlin 1902. Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

F. Prásil, „Die Turbinen und deren Regulatoren an der Weltausstellung in Paris 1900", Zürich 1902. Sonderabdruck aus der Schweizerischen Bauzeitung, Bd. XXXVI, Nr. 13 und Bd. XXXVII, Nr. 6 bis 8, 12, 13, 16 bis 18.

C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, Heft 24 und 25.

L. Zodel, „Große moderne Turbinenanlagen", Schweizerische Bauzeitung, Bd. XLIII, S. 4 und ff.

U. Ancona, „Kraftübertragung von Paderno nach Mailand", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1121 und ff.

R. Thomannn, „Die 3000pferdigen Turbinen am Niagara", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1095 und ff.

Die größten Turbinen (Bauart Francis) mit 11390 $PS_n$ in einer Einheit bei $H = 53{,}4$ m, ebenfalls zur Ausnutzung der Niagarawasserkraft bestimmt, hat zurzeit J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz für die „Ontario Power Co. in Niagara Falls, O.", in Auftrag. Die Doppelspiralturbine mit liegender Achse verarbeitet hierbei rund 20 cbm in der Sekunde und macht 187,5 Umläufe in der Minute.

### 3. Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung.

Während bei der Francisturbine die Zentrifugalkraft auf Verminderung der Relativgeschwindigkeit hinwirkt und der aus der allgemeinen Beziehung

$$Q = \mathfrak{z}\, a_2\, b_2\, w_2$$

sich ergebende Wert $a_2 b_2$ größer ist als bei der entsprechenden Achsial(Jonval)turbine mit den gleichen Werten von $Q$, $\mathfrak{z}$ und dem im

Eintritt vorhandenen Überdruck, verursacht bei der innen beaufschlagten Radialturbine die Zentrifugalkraft eine Vergrößerung der Relativgeschwindigkeit, zufolge dessen hier $a_2 b_2$ kleiner ausfällt als bei der entsprechenden Achsialturbine.

Aus der weiteren Gleichung

$$Q = \pi D_2 b_2 w_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2} = \pi D_1 b_1 w_1 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

ist ersichtlich, daß, um $Q$ konstant zu halten, einer Zunahme von $w_2$ entweder ein kleinerer Winkel $\gamma$ — d. i. bei gleichbleibendem $\mathfrak{z}$ und $D_2$ gleichbedeutend einer Verminderung von $a_2$ — oder eine geringere Breite $b_2$, oder beides und schließlich eine Verminderung von $D_2$ entspricht.

Der kleinste Wert von $D_2$ ist an $D_1$ gebunden, dessen Größe vom Durchmesser $D_l$ des Zuleitungsrohres abhängt: er wird erreicht, indem man die Ablenkung des Wassers aus der achsialen in die radiale Richtung durch das Leitrad und unter Umständen noch durch das Laufrad bewirkt.

Im Falle gleichbleibender, zum Umfang senkrecht stehender Austrittgeschwindigkeit $c_2$ entspricht zufolge der Gleichungen

$$c_2 = w_2 \sin \gamma \text{ und } u_2 = w_2 \cos \gamma$$

dem größeren $w_2$ eine größere Umfangsgeschwindigkeit und damit bei gleichem $D_2$ eine höhere Umlaufzahl.

Abgesehen von dem hierin liegenden Vorteil, besonders bei kleinen Gefällen, beruht die Anwendung dieser Turbinen im Falle der Anordnung mit stehender Welle in der Möglichkeit einer bequemen Entlastung des Spurzapfens.

Der Entwurf des Diagramms erfolgt sinngemäß in der bei den Francisturbinen gegebenen Weise; für die analytische Ermittelung gelten auch hier für senkrechten Abfluß die Grundgleichungen

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}}, \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}},$$

und speziell für $\beta = 90^0$

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n}, \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n} \frac{1}{\cos \alpha}.$$

Wegen der im allgemeinen höheren Geschwindigkeiten und damit verknüpften größeren Bewegungswiderständen ist $\varepsilon$ geringer als bei der achsialen oder außen beaufschlagten radialen Überdruckturbine einzuführen, etwa $\sqrt{\varepsilon} = 0{,}90$ bis $0{,}92$.

Für $\delta \gtrless 90^0$ gilt die frühere Beziehung

$$c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta = \varepsilon g H_n = \frac{c_e^2 - c_2^2}{2}.$$

Zur Bestimmung des Durchmessers des Zuleitungsrohres wählt man die Wassergeschwindigkeit in demselben

$$c_l \sim \frac{1}{3} \sqrt{2 g H_n}.$$

Der Übergang vom Rohr in den Leitapparat muß allmählich erfolgen; scharfe Krümmungen sind nach Möglichkeit zu vermeiden.

Je nachdem das Leitrad nahezu radial durchflossen wird (Fig. 754a) oder das Wasser in demselben aus der achsialen Richtung abgelenkt

wird (Fig. 755), fallen die Durchmesser $D_1$ und damit die Umlaufzahlen verschieden aus.

Bei rein radialem Durchfluß ist die Schaufelung ohne weiteres aus dem Normalschnitt zur Turbinenachse zu entwerfen; bei allmählicher Ablenkung im Leit- und Laufrad ist sinngemäß wie bei der Francisturbine zu verfahren.

Auf alle Fälle ist stetige Geschwindigkeitszunahme oder Querschnittsabnahme zu beachten, d. h.

$$a\,b\,w = \text{Konstante} = Q = \pi\,D\,b\,w_r\,\frac{a}{a+s},$$

worin die Buchstaben sich auf einen beliebigen Querschnitt beziehen und $w_r$ die radiale Komponente der Relativgeschwindigkeit in demselben bezeichnet.

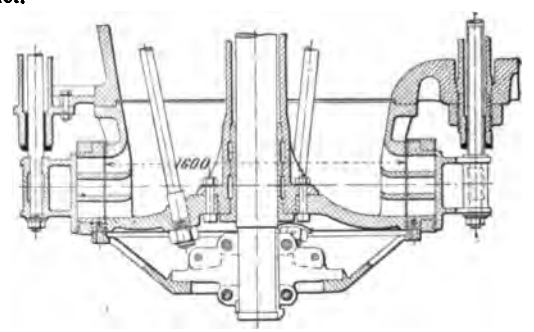



Fig. 754a.

Die Schaufelenden sind nach Evolventen zu krümmen, welche, wie bei der Francisturbine, durch Kreisbogen ersetzt werden. Diese Evolventen liegen für den Leitradaustritt unter Umständen auf Kegelmänteln, für den Laufradaustritt in Normalebenen zur Achse. Für letztere gilt mit den Bezeichnungen gemäß Fig. 739

$$\mathfrak{z}\,(a_2 + s_2) = D_g\,\pi,$$

also

$$D_g = \frac{\mathfrak{z}\,(a_2 + s_2)}{\pi} = 2\,R_2 \sin\gamma\ ^{1)}.$$

Ein Beispiel für mehr radialen Durchfluß des Leitapparates zeigt die von Faesch & Piccard in Genf entworfene und mit Ausnahme des Laufrades in Amerika gebaute 5600pferdige Zwillingsturbine, deren

---

[1]) Näherungsweise gilt auch $2\,R_g \sin\frac{360}{2\,\mathfrak{z}} = a + s$, also $R_g = \frac{D_g}{2} = \frac{a+s}{2\sin\frac{180}{\mathfrak{z}}}$; diese Beziehung setzt Gleichheit zwischen dem Bogen und der Sehne des Kreisausschnittes vom Halbmesser $R_g$ und dem Centriwinkel $\frac{360}{\mathfrak{z}}$ voraus. Für den Halbmesser 1 ist z. B. für $\mathfrak{z} = 20$, $\frac{\pi}{10} = 0{,}31\,416$ und $2\sin\frac{180}{20} = 0{,}31\,286$. Der Unterschied beträgt 0,4%; er wächst mit abnehmender Schaufelzahl.

Schaufelung Fig. 754b zeigt. Die Konstruktionsdaten dieser, einen Teil der Niagarawasserkraft ausnutzenden Turbine sind[1]:

$$D_0 = 1600 \text{ mm}, \ D_1 = 1604{,}2 \text{ mm}, \ D_2 = 1905 \text{ mm}, \ \alpha = 19^\circ 6',$$
$$\beta = 110^\circ 40', \ \gamma = 13^\circ 17{,}5'.$$

Mit Rücksicht auf Wasserführung und guten Wirkungsgrad bei teilweiser Beaufschlagung (Regulierung durch Außenschütze) sind Leit- und Laufrad je durch zwei Zwischenkränze in drei Etagen geteilt: die gesamte lichte Höhe beträgt $3 \times 92 = 276$ mm.

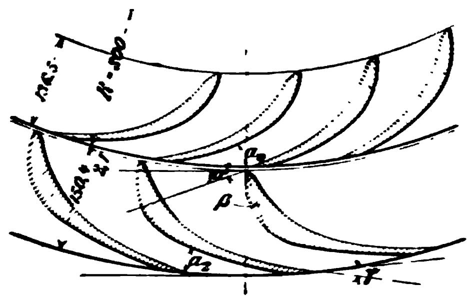


Fig. 754b.

Unter Zugrundelegung der in genannter Quelle gemachten Angaben, nämlich

$$u_2 = 24{,}9 \text{ m}, \ w_2 = 23{,}5 \text{ m}, \ u_1 = \frac{1{,}600}{1{,}905} u_2 = 20{,}9 \text{ m und } c_1 = 19{,}6 \text{ m},$$

sowie

$$a_0 = 35 \text{ mm}, \ z_0 = 36, \ a_2 = 32 \text{ mm}, \ z = 32$$

findet sich folgendes:

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2\,u_2 w_2 \cos\gamma} = 5{,}77 \text{ m},$$
$$\sin\delta = \frac{w_2}{c_2} \sin\gamma, \text{ also } \delta = 69^\circ 24' 40'',$$
$$w_{r2} = w_2 \sin\gamma = 5{,}40 \text{ m}.$$

Für die nach Kreisbogen gekrümmten Schaufelenden gilt mit Annäherung die Beziehung

$$D_g = \frac{z(a_2 + s_2)}{\pi} = D_2 \sin\gamma, \text{ also } a_2 + s_2 = \frac{1905\,\pi \sin 13^\circ 17{,}5'}{32} = 43 \text{ mm}$$

und damit

$$s_2 = 43 - 32 = 11 \text{ mm}.$$

Die austretende Wassermenge folgt dann zu

$$Q = \pi D_2 b_2 w_{r2} \frac{a_2}{a_2 + s_2} = 6{,}641 \text{ cbm}.$$

Für den Eintritt folgt

$$w_1 = \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)} u_1 = 6{,}85 \text{ m}.$$
$$w_{r1} = c_1 \sin\alpha = 6{,}414 \text{ m}.$$

In gleicher Weise wie für das Laufrad folgt für das Leitrad

$$a_0 + s_0 = \frac{1600\,\pi \sin 19^\circ 6'}{36} = 45{,}7 \text{ mm, also } s_0 = 45{,}7 - 35 = 10{,}7 \text{ mm},$$

---

[1]) W. Müller, „Die Francisturbinen u. s. w.", Hannover, Gebr. Jänecke, 1901. Vergl. auch E. Reichel, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 832 u. f.

und damit die austretende Wassermenge, wenn $c_0 = c_1$ und $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ für die zugeschärften Schaufeln $\sim 1$ gesetzt wird,

$$Q = 1{,}6\,\pi\,0{,}276 \,.\, 6{,}414 \,\frac{35}{45{,}7} = 6{,}816 \text{ cbm}.$$

Der Spaltverlust würde also betragen

$$6{,}816 - 6{,}641 = 0{,}175 \text{ cbm, d. s. } \frac{0{,}175}{6{,}816} \,.\, 100 \sim 2{,}5\,\%.$$

Der hydraulische Nutzeffekt folgt aus $c_1 u_1 \cos\alpha - c_2 u_2 \cos\delta = \varepsilon g H_n$ mit $H_n = 41{,}45$, für welches Gefälle bei den Versuchen die Umlaufzahl 250 betrug, wie zur Erreichung der angegebenen Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich ist, zu

$$\varepsilon = 0{,}83.$$

Die Austrittgeschwindigkeitshöhe beträgt $\frac{c_2^2}{2g} \sim 1{,}70$ m oder $\frac{1{,}70}{41{,}45} \,.\, 100 = 4{,}1\,\%$ des Nutzgefälles.

Damit folgt das nutzbare Gefälle zu

$$H_e = (1 - \Sigma\,\iota)\,H_n = (0{,}83 + 0{,}041)\,H_n \sim 0{,}87\,H_n$$

und das Widerstandsgefälle zu

$$H_w = \Sigma\,\iota \,.\, H_n = 0{,}13\,H_n.$$

Der im Laufradeintritt vorhandene Überdruck, soweit er auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkt, folgt zu

$$c_Q^2 = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2) = 322{,}13 \text{ oder } H_Q = \frac{c_Q^2}{2g} = 16{,}42 \text{ m}.$$

Die der Eintrittgeschwindigkeit entsprechende Druckhöhe ist

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{19{,}6^2}{19{,}62} = 19{,}58$$

und damit das Widerstandsgefälle

$$41{,}45 - (16{,}42 + 19{,}58) = 5{,}45 \text{ m} = 0{,}131\,H_n, \text{ wie oben.}$$

Die Nutzleistung der Turbine soll nach genannter Quelle $\frac{5600}{2} = 2800$ $PS_n$ betragen haben; hieraus ergibt sich der totale Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{75\,N}{Q\,H_n} = \frac{75 \,.\, 2800}{6{,}816 \,.\, 41{,}45} \sim 74{,}5\,\%.$$

**Wilh. Müller** berechnet S. 55 (s. Fußnote S. 836) den hydraulischen Wirkungsgrad zu 0,90 und sagt, daß der durch Versuche festgestellte totale Wirkungsgrad 80% betragen haben soll.

Zweifellos ist derselbe zu hoch und sehr wahrscheinlich in der Wassermessung begründet, welche 6,35 cbm geliefert haben soll (S. 54), gegenüber 6,82 cbm, wie berechnet; mit dem Versuchswert würden die Geschwindigkeitsdiagramme gar nicht stimmen[1]).

Der Spaltverlust würde einem Ausflußkoeffizienten entsprechen, welcher folgt aus

$$q = \mu\,2\,\pi\,D_1\,h_s\,\sqrt{2\,g\,H_Q} = 0{,}175,$$

also

$$\mu = \frac{0{,}175}{2\,\pi \,.\, 1{,}6 \,.\, 0{,}0021\,\sqrt{19{,}62 \,.\, 16{,}42}} \sim 0{,}46.$$ Vergl. „Spaltverlust" S. 805.

Es sei besonders noch auf die Geschwindigkeiten als von dem Nutzgefälle abhängige Größen hingewiesen; es ist

$$c_1 \sim 0{,}69\,\sqrt{2\,g\,H_n} \quad \text{oder} \quad c_1' \sim 3{,}00 \text{ m},$$
$$u_1 \sim 0{,}73\,\sqrt{2\,g\,H_n} \quad \text{,,} \quad u_1' \sim 3{,}20 \text{ ,,}$$
$$u_2 \sim 0{,}87\,\sqrt{2\,g\,H_n} \quad \text{,,} \quad u_2' \sim 3{,}85 \text{ ,,}$$

---

[1]) Vergl. in dieser Richtung Pfarr, „Bremsversuche an einer New American Turbine", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 845 u. ff., und Herschel, „Bremsversuche an einer New American Turbine", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1788 u. ff.

Allmähliche Ablenkung innerhalb des Leit- und Laufrades zeigen die für die zweite Kraftstation der „Niagara Falls Power Company“ von Piccard & Pictet in Genf entworfenen Turbinen. Dieselben, für ungefähr gleiche Verhältnisse wie die oben besprochenen bestimmt, besitzen nur ein zweikränziges Laufrad (Fig. 755) mit Wasserzuführung von unten und Regulierung durch Außenschütze. Für diese soll nach W. Müller sein (in Metermaß umgerechnet)

$D_0 = 1674$ mm, $\mathfrak{z}_0 = 36$, $\alpha = 19^0 4'$
$D_1 = 1676{,}4$ mm, $h_s = 1{,}2$ mm, $\mathfrak{z} = 32$, $\beta = 114^0 30'$,
$D_2 = 1956$ mm, entsprechend einer radialen Tiefe von 140 mm, $b_2 = 660$ einschl. der mittleren Kranzstärke, $\gamma = 12^0 39{,}5'$.

Die Entlastung wird bei beiden Turbinen dadurch bewirkt, daß die obere Führungswand des Leitrades durchbrochen ist und die Wasserpressung auf die Nabenscheibe des Laufrades wirkt. Beide Turbinen gießen frei aus; die Höhe des Mittels der Austrittbreite $b_2$ über dem Unterwasser bedeutet einen Gefällverlust.

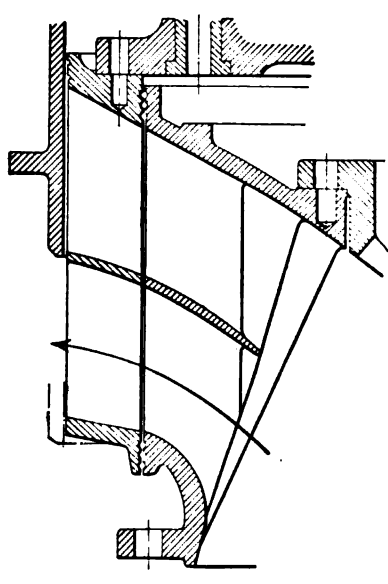


Fig. 755.

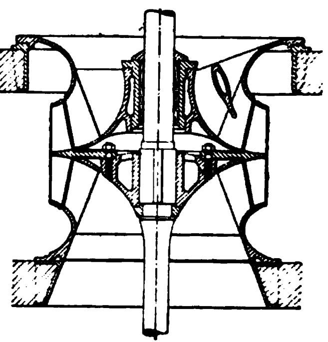


Fig. 756.

Dieser wird, wenigstens teilweise, bei Anordnung eines Saugrohres vermieden; ein Gefällverlust durch Stoß wird nicht ganz zu umgehen sein, da das Wasser nahezu senkrecht zum Umfang austritt, während die Abflußrichtung eine ganz bestimmte ist, senkrecht zur Achse (Fig. 756) oder in Richtung derselben (Fig. 757).

Fig. 756 stellt ein Zwillingslaufrad der Turbinen des „Elektrizitätswerkes in Chèvres“ [1]) dar; die Entlastung wird bewirkt durch die der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in

[1]) E. Reichel, „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris“, Berlin 1902, Sonderabdruck der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

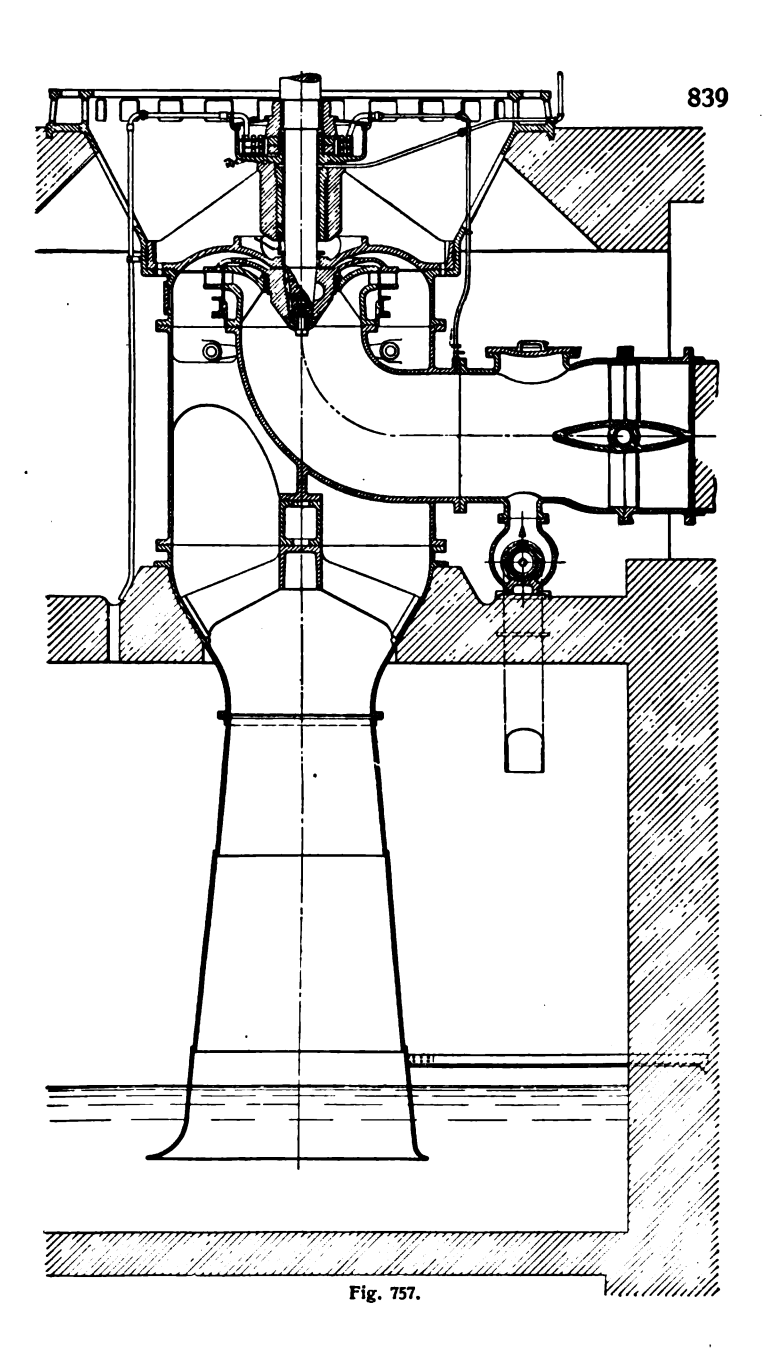


Fig. 757.

Zürich patentierte Einrichtung derart, daß die volle Laufradnabenscheibe von unten durch die hydraulische Pressung des in das Laufrad eintretenden Wassers nach oben und nur durch die dem Spaltdruck entsprechende Pressung nach unten gedrückt wird; es verbleibt eine nach oben, auf Entlastung der Turbinenwelle wirkende Pressung. Die Regulierung erfolgt durch Außenschütze, bei der von Joh. Jac. Rieter & Cie., A.-G. in Winterthur für das „Elektrizitätswerk Montbovon" gelieferten Turbine (Fig. 757)[1]) jedoch durch Spaltschütze. Für diese Turbine ist $H = 64$ m, $n = 300$, $N = 1000$ $PS_n$.

Mit 1100 mm Laufraddurchmesser folgt

$u_1 = 17{,}3 = 0{,}485\sqrt{2gH}$, oder $u_1' = 2{,}15$ m. (Vergl. Fußbemerk. auf S. 841).

Die Entlastung erfolgt durch den auf die Laufradnabe entfallenden Wasserdruck.

### b) Druck (Aktions) turbinen.

Dieselben entstehen aus den Überdruckturbinen, sobald der Überdruck $h_\varrho = \frac{c_\varrho^2}{2g} = 0$, d. h. das gesamte verfügbare Gefälle beim Austritt aus dem Leitrade in Geschwindigkeit umgesetzt ist.

Nach S. 797 ist dies bei der Achsialturbine der Fall, wenn in Fig. 718 Punkt $F$ mit $E$ zusammenfällt, also zufolge $BD = DF$ wenn $D$ die Strecke $BE$ halbiert; dann ergibt sich

$$\sphericalangle \beta = \gamma.$$

An Hand der Fig. 716 fordert die Bedingung der reinen Druckturbine, $h_\varrho = 0$, daß der Mittelpunkt $C$ in der Mitte von $AD$ liegt; denn es ist dann

$$DG = c_\varrho = 0.$$

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit dieser Druckturbine (Fig. 758)

$$u_1 = \frac{1}{2} c_1 \cos\alpha = \frac{1}{2}\sqrt{2gh_1},$$

sofern $h_1$ die der Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe bezeichnet.

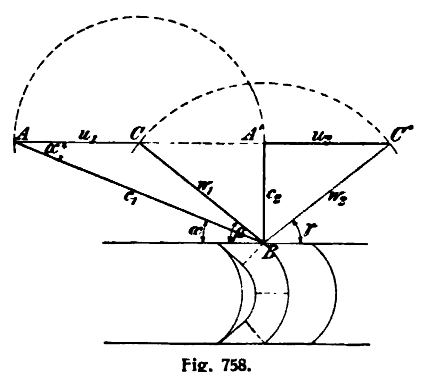


Fig. 758.

Ferner folgt aus der Figur

$$\operatorname{cotg}\beta = \frac{1}{2}\operatorname{cotg}\alpha \text{ oder } \operatorname{tg}\beta = 2\operatorname{tg}\alpha.$$

Abgesehen von den Widerständen im Laufrad und Wirkung der Schwere auf das in demselben befindlichen Wasser ergibt sich

$$w_2 = w_1 = w.$$

---

1) Vergl. die wiederholt genannten Berichte über die Pariser Ausstellung von E. Reichel und F. Prásil.

Der geometrische Ort der Endpunkte der Relativgeschwindigkeit ist ein um $B$ mit $w$ beschriebener Kreis. Sofern nun die Radbreite $b_1 = b_2$ konstant ist, muß die zu $w$ normale Dicke der Wasserschicht gleich sein; die der konkaven Schaufelfläche gegenüber liegende Begrenzung der Wasserschicht ist eine Äquidistante zu ersterer im Abstande $s'$ = Strahl(Schicht)dicke. Das Wasser berührt den konvexen Schaufelrücken bei konstanter Schichtstärke nur im Ein- und Austritt; der hiernach verbleibende Raum wird entweder von Luft oder von der Schaufel dadurch ausgefüllt, daß ihre Stärke verschieden stark und der Rücken der konkaven Wasseroberfläche angepaßt wird. Im ersten Falle spricht man von **Strahlturbinen**, im zweiten von **Grenzturbinen** (Fig. 759); wegen der Schwierigkeit dieser Anpassung des Schaufelrückens läßt man letztere Turbinengattung mit einem **geringem Überdruck** arbeiten, $h_Q = \left(\frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{10}\right) H_n$[1]).

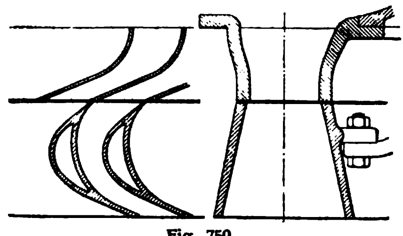


Fig. 759.

Die Einführung der Luft bei den Strahlturbinen erfolgt (Fig. 760) entweder durch die Öffnungen im Kranz oder durch den entsprechend ausgebildeten Spalt; nicht zu verwechseln mit ersteren sind die Aussparungen (Fig. 759) bei Grenzturbinen behufs Materialersparnis. Wegen der Notwendigkeit dieser Ventilation der Strahlturbinen darf das Laufrad nicht tauchen; die ohne Überdruck arbeitenden Turbinen dürfen nicht im Stau arbeiten, wenn nicht der Wirkungsgrad (infolge Wirbelbildung und Stoßverluste im Laufradkanal) gering sein soll.

---

[1]) Es lassen sich selbstverständlich alle bisher besprochenen Turbinentypen als Grenzturbinen schaufeln. Wegen des geringen Überdruckes ist zufolge der S. 788 gemachten Ausführungen die Eintrittgeschwindigkeit größer, die Umfangsgeschwindigkeit kleiner als bei Reaktionsturbinen.

Ein Beispiel in **achsialer** Anordnung liefert die Ausführung von **Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabrik**, A.-G., in Budapest für die „Krainische Industriegesellschaft in Assling". Die Konstruktionsdaten für eine der drei Turbinen sind nach **Béla Szüts**, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 1063: $H = 25{,}583$ m, $Q = 3{,}518$ cbm, $n = 140$, $N = 894$. Hieraus folgt der Nutzeffekt der Turbine zu $\eta = \frac{75 \cdot 894}{25{,}583 \cdot 3518} = 0{,}745$. Mit 1500 mm mittlerem Eintrittdurchmesser folgt $u_1 = 11{,}00 = 0{,}487 \sqrt{2 g H_n}$ oder $u_1' = 2{,}16$ m. Bei dieser Turbine ist $D_2 > D_1$, also der Einfluß der Zentrifugalkraft auf $w_2$ zu beachten; bezüglich einiger bemerkenswerter Details sei auf **C. v. Bach**, Maschinenelemente, 9. Auflage, Stuttgart 1903, S. 586 u. ff. verwiesen.

Als **außen beaufschlagte Radial(Francis)turbine** mag die Ausführung derselben Firma für die „Karbidfabrik der Bosnischen Elektrizitäts-A.-G. in Jajce" Erwähnung finden. Nach den Berichten von **E. Reichel** und **F. Prásil** über die Pariser Ausstellung, von denen ersterer ausführliche Details der Gesamtanlage enthält, ist: $H = 74{,}5$ m, $Q = 1{,}30$ cbm, $n = 300$, $N = 1000$. Es folgt $\eta = 77{,}5\%$ und bei 1150 mm Laufraddurchmesser $u_1 = 18{,}05 = 0{,}472 \sqrt{2 g H_n}$ bezw. $u_1' = 2{,}09$ m.

Als **innen beaufschlagte Radialturbine** ist auf Fig. 757 und die daran geknüpften Bemerkungen zu verweisen.

Der tiefste Punkt des Laufrades muß daher um eine gewisse Strecke $h$, das **Freihängen**, über dem höchsten Unterwasser liegen. Diese Höhe $h$ wird nicht ausgenutzt; sie bedeutet einen Gefällverlust.

Streng genommen ist die Relativgeschwindigkeit nicht unveränderlich, da obige Voraussetzungen nicht zutreffen; es ist vielmehr

$$w_2 \gtreqless w_1 \text{ für } \iota_3 H_n = H_3 \lesseqgtr h_r.$$

Die Austrittgeschwindigkeit aus dem Leitrad ist

$$c_0 = \sqrt{2g[H - h - h_r - (H_1 + H_2)]}.$$

Sofern nun $h_r = H_3$ ist, folgt

$$c_0 = \sqrt{2g[H - h - (H_1 + H_2 + H_3)]} = \sqrt{2gH_n}.$$

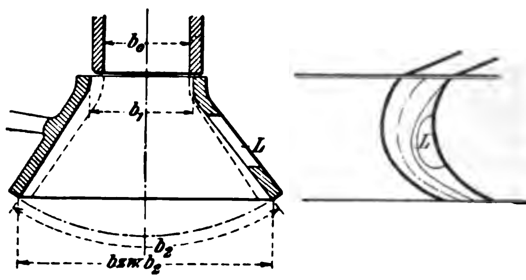



Fig. 760.

Hierin ist $H_n$, das Nutzgefälle bei Druckturbinen, der um das Freihängen $h$ und die gesamte Widerstandshöhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel verminderte Höhenunterschied der Wasserspiegel an der Turbine (vergl. S. 786 u. ff.).

Für $h_r \gtrless H_3$ ist das Nutzgefälle $\genfrac{}{}{0pt}{}{\text{größer}}{\text{kleiner}}$ als vorstehend bezeichnet, und zwar, absolut genommen, um den Unterschied $h_r - H_3$.

Mit der früheren Schreibweise folgt

$$H - h - h_r - (\iota_1 + \iota_2) H_n = H_n,$$

also

$$H_n = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2}(H - h - h\ ),$$

und speziell für $h_r = \iota_3 H_n$ ist

$$H_n = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2 + \iota_3}(H - h).$$

Abgesehen von der Hinfälligkeit der Annahme $w_2 = w_1$, welche nur in einem ganz bestimmten Falle, $\iota_3 H_n = H_3 = h_r$, zutrifft, ist auch das oben ausgesprochene Kennzeichen (Charakteristik) $\gamma = \beta$ der reinen Druckturbine nicht haltbar, da hierfür im allgemeinen der Austrittverlust zu groß ausfällt.

Für $\alpha = 20^0$ und senkrechten Abfluß folgt nach Obigem

$$\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha = 0{,}727\,94, \text{ also } \beta = 36^0\,3' = \gamma.$$

Damit folgt

$$u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2 g H_n},$$

und mit $c_2 = u_1 \operatorname{tg} \gamma$ wird

$$\frac{c_2^2}{2 g} = \frac{u_1^2}{2 g} \operatorname{tg}^2 \gamma = \frac{\varepsilon}{4} H_n \operatorname{tg}^2 \gamma = 0{,}132\, \varepsilon H_n,$$

d. s. 13,2% des tatsächlich verbleibenden Gefälles.

Damit der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt, wird dessen Stärke $s'$ durch Änderung der Breite veränderlich gemacht; es gilt hierfür allgemein

$$b\, s'\, w = \text{Konstante}.$$

Man pflegt $b_2$ um 20 bis 30% größer zu machen als $b_1$, so daß unter Voraussetzung der Ausfüllung der gebotenen Breite die Strahldicke $s_2'$ am Austritt das $\frac{1}{1{,}2} = 0{,}85$- bis $\frac{1}{1{,}3} = 0{,}77$fache derjenigen $s_1'$ am Eintritt beträgt. Die Schaufelkurve, welche die Relativgeschwindigkeiten im Ein- und Austritt berühren muß oder auf etwa 10 mm mit ihnen zusammenfällt, ist wegen $w \sim$ Konst. vorteilhaft ein Kreisbogen; im Interesse sanfter Krümmung wird die Höhe $h_r$ größer gemacht als bei Überdruckturbinen.

Mangels Berührung mit dem Strahl entfällt hier die Notwendigkeit, den Schaufelrücken in ein neutrales Stück endigen zu lassen.

### 1. Achsiale Druckturbine.

Der bei den achsialen Überdruckturbinen erwähnten Pressungszunahme im Laufradkanal von innen nach außen entspricht bei den Druckturbinen das Vorhandensein von Beschleunigungskräften, damit das Wasserteilchen auf der betreffenden Cylinderfläche verbleibt. Im andern Falle (Fig. 761) bewegt sich, wenn von dem Einflusse der Reibung zwischen Wasser und Schaufeloberfläche, sowie von einem event. Bahndruck abgesehen wird, das Teilchen statt in einem Cylinder in einer diesen berührenden Ebene, entfernt sich also relativ von $M$. Die Größe dieser Abweichung ist bestimmt durch die Horizontalprojektion des in jener Tangentialebene liegenden absoluten Wasserweges und den Halbmesser, welcher $M$ mit dem Austrittpunkt des Wasserteilchens verbindet. Für verschiedene zwischenliegende Punkte in dieser Weise die jedesmalige Abweichung bestimmt, erhält man die Horizontal- nnd Vertikalprojektionen der relativen Bahn des Wasserteilchens.

Zur Bestimmung dieser Beschleunigungskräfte denkt man sich den in der Zeit $d\,t$ im Raume zurückgelegten Weg zwischen $I$ und $II$ zerlegt in einen solchen mit dem Rade, einen zweiten nach der ursprünglichen Richtung unter Einfluß von $w'$ = Horizontalprojektion von $w$ und zwei aufeinander folgenden Drehungen, so daß die Endlage nach $II$ fällt.

Die Beschleunigungskräfte sind dann (Fig. 762) für die Masseneinheit:

a) die erste Ergänzungskraft (absolute Centrifugalkraft) $\frac{u^2}{r} = r\,\omega^2$, radial einwärts gerichtet,

b) die zweite Ergänzungskraft (zusammengesetzte Centrifugalkraft), bestimmt durch

$$\frac{1}{2} p_2 \, d t^2 = w' \, d t \, d \varphi, \text{ also } p_2 = 2 w' \omega,$$

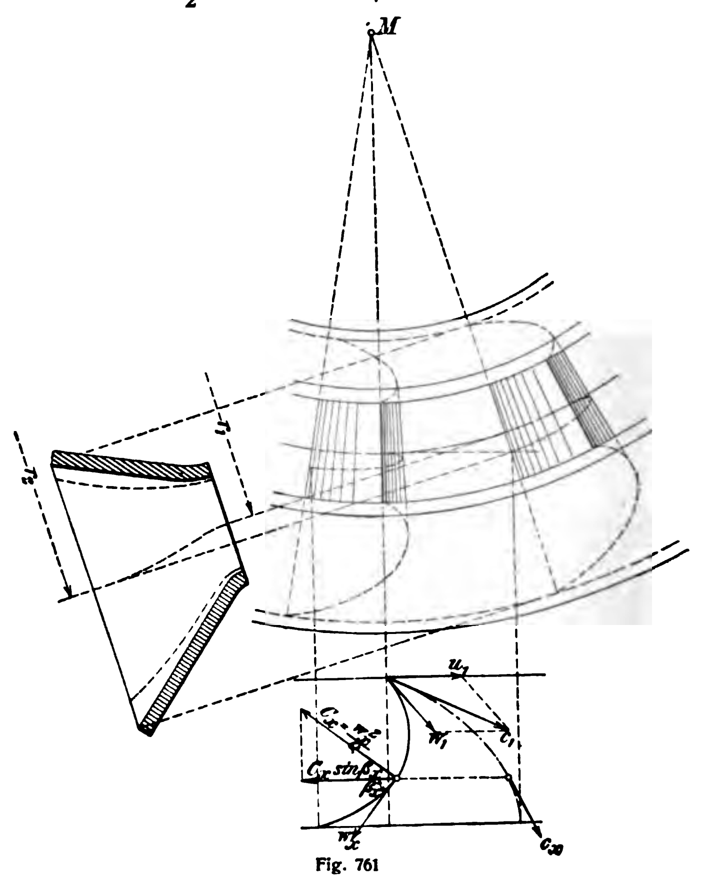


Fig. 761

worin $w' = w_r \cos \beta_r$ = Horizontalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist. Wenn $w'$ gleichgerichtet $u$ ist, wirkt die entsprechende Beschleunigungskraft radial einwärts, für $w' = 0$ ist sie Null, und für $w'$ entgegengerichtet $u$ wirkt sie radial auswärts,

c) die Beschleunigungskraft $\frac{w'^2}{r}$, radial einwärts gerichtet.

Die Beschleunigung durch die Schwere kommt als parallel zur Achse nicht in Betracht.

Die gesamte Beschleunigungskraft ist sonach

$$p_r = \frac{u^2}{r} \pm 2\,w'\,\omega + \frac{w'^2}{r} = \frac{1}{r}(u^2 \pm 2\,u\,w' + w'^2) = \frac{1}{2}(u \pm w')^2,$$

radial einwärts gerichtet; der Ausdruck $u \pm w'$ folgt direkt aus dem Diagramm Fig. 764.

Mit der gleichen Kraft widerstrebt das Teilchen infolge der Trägheit.

Im Zusammenhange mit der infolge der Schaufelkrümmung verknüpften Pressung $p = \frac{\gamma}{g} w^2 \frac{s'}{\rho}$, worin $\rho$ den Krümmungshalbmesser der Schaufel an betreffender Stelle (senkrecht zu $w$) bezeichnet, wird sich der Strahl am äußeren Laufradkranz anlegen und eine von innen nach außen zunehmende Dicke annehmen, womit die Gefahr der Berührung mit dem konvexen Schaufelrücken wächst.

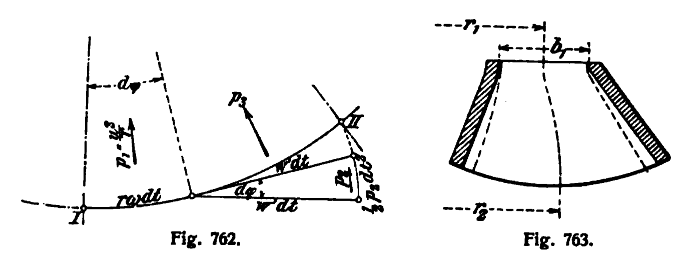


Fig. 762. Fig. 763.

Zur Vermeidung dieses Nachteiles wird die Schaufel nach außen einseitig verbreitert und zwar entsprechend obiger Beziehung anfangs stärker. Die bisher übliche Auffassung entspricht der Fig. 763, sieht also von einer Kranzberührung ab. Mit der Ausweichung aus der anfänglichen Cylinderfläche ist eine Änderung der Umfangsgeschwindigkeit verknüpft, $u_2 > u_1$, gleichgültig ob der Kranzquerschnitt symmetrisch ist oder nicht; diese Änderung ist, streng genommen, zu berücksichtigen.

Oder man stellt die Schaufel schräg, derart, daß der Bahndruck eine obiger Trägheitskraft entgegen gerichtete Komponente liefert. Mit $C_x \sin \beta_x = \frac{w_x^2}{\rho} \sin \beta_x$ (Fig. 764) folgt Größe und Richtung der Horizontalprojektion der resultierenden Trägheitskraft (Fig. 765) zu

$$R_h = \sqrt{C_x^2 \sin^2 \beta_x + p_r^2}.$$

Die Ausdrücke unter der Wurzel sind mit Hilfe des Diagrammes (Fig. 764) leicht zu ermitteln.

Die Erzeugende der Schaufel muß in jedem Punkte zur Richtung von $R_h$ senkrecht stehen.

Die Komponente $p_r$ verschwindet für den Austritt, wenn $w_2' = u_2$, d. h. $w_2 \cos \gamma = u_2$ ist, also wenn $c_2$ senkrecht zu $u_2$ steht; in diesem Falle steht die Erzeugende für den Austritt radial, wogegen sie für den Eintritt am stärksten gegen die Radiale geneigt ist (Fig. 766).

Man pflegt die Schaufel als Cylinderfläche herzustellen und ihr eine gegenüber der Rechnung mittlere Schräge zu geben.

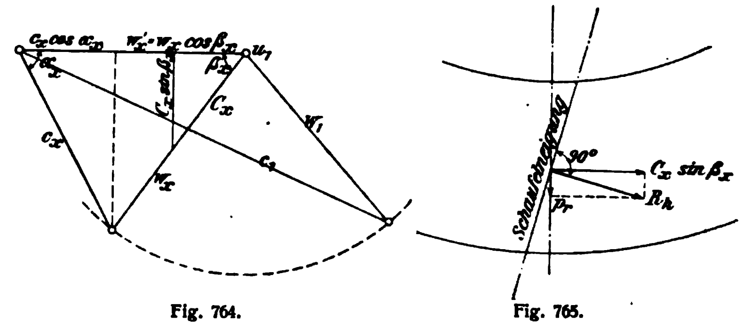


Fig. 764. Fig. 765.

Rechnungvorgang. Man schätzt $h + h_r$; das Freihängen $h$ ist durch die örtlichen Verhältnisse (Stau) bestimmt. Damit folgt

$$c_1 = \frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2} \sqrt{2g(H - h - h_r)}.$$

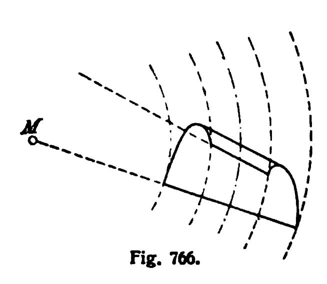


Fig. 766.

Für $\frac{1}{1 + \iota_1 + \iota_2}$ darf gesetzt werden 0,94 bis 0,96.

Wähle $\alpha$ zwischen 12⁰ und 28⁰; der Winkel nähert sich mit wachsendem Gefälle und abnehmender Wassermenge der unteren Grenze; damit ergibt sich zufolge $\operatorname{tg}\beta = 2 \operatorname{tg}\alpha$ oder $\beta = 2\alpha$[1]) ein vorläufiger Wert für $\beta$ und es folgen entweder analytisch oder graphisch die Geschwindigkeiten $w_1$ und $u_1$.

Der mittlere Durchmesser liegt etwa zwischen

$$D_1 = 2{,}8 \sqrt{\frac{Q}{c_1}} \text{ bis } 4{,}4 \sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

ersterer Wert für große Wassermengen und kleine Gefälle, letzterer für die entgegengesetzten Verhältnisse.

$D_1$ steht mit der ermittelten Umfangsgeschwindigkeit im Zusammenhange

$$D_1 \pi n = 60 u_1.$$

¹) Die Bedingung $\beta = 2\alpha$ liefert im Falle der Grenzturbine mit $h_\varrho = 0$, also vollständig ausgefülltem Kanal, $\sin\alpha = \sin(\beta - \alpha)$ und $u_1 \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)} = w_1 = u_1$. Mit $w_2 = w_1 = w$ und $u_2 = u_1$ folgt damit $w_2 = u_2$, d. h. $c_2 = 0$, was praktisch nicht möglich ist. Weiter folgt noch

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha \cos\alpha}} = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2 g H_n};$$

die absolute Eintrittgeschwindigkeit entspricht dem ganzen arbeitenden Gefälle wie erforderlich.

Man wählt für $D_1$ eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl.

Oder man geht von der Umfangsgeschwindigkeit aus, welche im Maximum $u_1 = 0{,}43\sqrt{2gH}$ bezw. $u'_1 = 1{,}90$ beträgt, und berechnet aus der geforderten Umlaufzahl den Durchmesser $D_1$.

Für die Turbine mit radialer Schaufelstellung im Spalt folgt dann

$$\frac{w_2^2}{2g} + \iota_3 H = \frac{w_1^2}{2g} + h_r + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

und mit $\iota_3 H = \zeta \frac{w_2^2}{2g}$

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{w_1^2 + 2gh_r + u_2^2 - u_1^2}.$$

Hierin ist $\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sim 0{,}96$ zu setzen.

Zur Bestimmung von $u_2$ ist Feststellung von $D_2$ erforderlich durch Aufzeichnung des mittleren Wasserfadens gemäß den S. 843 an Hand der Fig. 761 gemachten Ausführungen.

Ein anderer Weg geht von der Voraussetzung aus, das $w$ konstant ist und die Bewegung des Wassers auch in radialer Richtung reibungslos erfolgt.

Das Wasserteilchen von der Masse 1 ist einer radial auswärts gerichteten Trägheitskraft unterworfen von der Größe $p_r$, sofern die Schaufel radial gestellt ist, bezw. $R_h \cos\lambda = R'_h$, wenn die Schaufel mit $R_h$ den Winkel $\lambda$ einschließt.

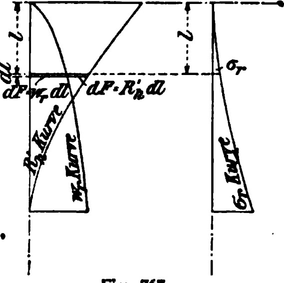


Fig. 767.

Die radiale Wassergeschwindigkeit ist dann zufolge $P\,dt = m\,dv$ bestimmt durch

$$w_r = \int R'_h\,dt.$$

Innerhalb der Zeit $dt$ wird in Richtung der Schaufel (auf der conachsialen Cylinderfläche) ein Weg zurückgelegt $dl = w\,dt$; daher ist auch

$$w_r = \frac{1}{w}\int R'_h\,dl.$$

Das Integral erhält man (Fig. 767) durch Planimetrieren der Kurve, welche zu Abscissen die Wege $l$ und zu Ordinaten die Kräfte $R'_h$ besitzt. Es folgt damit die $w_r$-Kurve mit den Abscissen $l$.

Mit $w_r$ ergibt sich schließlich die radiale Ausweichung

$$\sigma_r = \int w_r\,dt = \frac{1}{w}\int w_r\,dl$$

durch graphische Integration der $w_r$-Kurve. Die Bestimmung von $R'_h$ erfolgt mittels Diagramms aus $R_h$.

Mit $\sigma_{r_2}$ ist $R_2$ sowie $u_2$ bestimmt und es folgt $w_2$, welches mit $u_2$ eine Geschwindigkeit $c_2$ ergibt, innerhalb der als zulässig erachteten Größe und möglichst senkrecht zu $u_2$.

Ergibt sich $\frac{c_2^2}{2g}$ zu groß, so kann Verminderung erfolgen durch Änderung von $\gamma$ unter Beachtung, daß der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt; es muß sein: lichte Weite des Austrittquerschnittes $= \frac{D_2 \pi}{\mathfrak{z}} \sin\gamma - s_2 >$ Strahldicke $s'$, welche durch $Q$, $b_2$ und $w_2$ bestimmt ist.

Die Breite des Leitapparates beeinflußt das Eintrittdiagramm, insofern sich $u$ mit $D$ ändert, während $c_1$ nahezu konstant bleibt (vergl. S. 801). Man wählt sie, mit dem mittleren Durchmesser wachsend und mit zunehmendem Gefälle abnehmend, etwa

$$b_0 = \frac{D_0}{8 + 0{,}2\,H} \text{ bis } \frac{D_0}{13 + 0{,}2\,H}$$

mit $D$ und $H$ in m.

Zur Kontrolle der gewählten Abmessungen hat man im Falle voller Beaufschlagung die Beziehung

$$Q = \pi\, D_0\, b_0\, c_0 \sin\alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0},$$

worin $\frac{a_0}{a_0 + s_0} \sim 0{,}85$ die Verengung infolge der endlichen Schaufelstärke berücksichtigt.

Die Breite $b_1$ hängt ab von der Art der Ventilation (Fig. 760), ob durch den Kranzspalt oder durch besondere Löcher im Kranz; im ersten Falle kann man setzen

$$b_1 = b_0 + 6 \text{ bis } 20 \text{ mm},$$

im zweiten

$$b_1 = (1{,}25 \text{ bis } 1{,}5)\, b_0.$$

Die Schaufelteilung ist mit Rücksicht auf gute Wasserführung kleiner als bei der gleich großen Überdruckturbine[1]), d. h. die Schaufelzahl ist größer. Nach Girard soll die Austrittstelle der Schaufel vertikal unter der Eintrittstelle der vorhergehenden liegen.

Es ist etwa

$$t = \left(\frac{1}{24} \text{ bis } \frac{1}{15}\right) D,$$

unter Beachtung der Beziehung

$$\mathfrak{z}\, t = D\,\pi,$$

worin $\mathfrak{z}$ die durch 2 teilbare Schaufelzahl bezeichnet.

Die Teilung wird um so kleiner oder $\mathfrak{z}$ um so größer gewählt, je größer das Gefälle ist; die unterste Grenze ist durch die Werkstatt rücksichtlich der geringsten Austrittweite $a_2$ gezogen. Es gilt hierfür die Beziehung

$$\frac{a_2 + s_2}{\sin\gamma} = t_2.$$

Die Radhöhen betragen etwa $h_l \sim \frac{D}{14}$ und $h_r \sim \frac{D}{10} \sim (4 \text{ bis } 6{,}0)\, a_2$; ihre endgültige Festlegung erfolgt durch Aufzeichnen der Schaufelung.

---

[1]) Die aus dem Leitapparat austretenden Wasserteilchen bewegen sich mit $c_0 = c_1$ nach Größe und Richtung weiter und werden um so später und unter um so größerem Stoßverlust durch die Laufradschaufel in Geschwindigkeit $w$ nach Größe und Richtung abgelenkt, je größer die Teilung ist (vergl. S. 791).

Bei hohen Gefällen und kleiner Wassermenge fällt für die voll, d. h. auf dem ganzen Umfange beaufschlagten Turbinen unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite $b_0$ sehr klein aus; bei gegebener Wassermenge führt die Vergrößerung von $b_0$ auf das übliche Maß entweder zu kleinerem Durchmesser oder höherer Umlaufzahl der voll beaufschlagten Turbine oder bei dem früheren Durchmesser und der entsprechenden Umlaufzahl zu teilweiser, partieller Beaufschlagung.

Partialturbinen. Das Diagramm entspricht dem der Vollturbine, welche für den gerade vorliegenden Fall zunächst berechnet wird. Es folgt für diese

$$b_0 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1 \sin\alpha} \cdot \frac{a_0 + s_0}{a_0},$$

worin $\frac{a_0 + s_0}{a_0} \sim 1{,}10$ bis 1,20 gesetzt werden darf und $D_1$ bestimmt ist durch $D_1 \pi n = 60\, u_1$ mit $u_1 = 0{,}43 \sqrt{2gH}$ bezw. $u_1' = 1{,}90$ m. Ergibt die Rechnung

$$b_0 \gtreqless \frac{D_1}{18} \text{ bezw. } b_2 \gtreqless \frac{D_1}{9},$$

so greift man zur Partialturbine, für welche gewählt wird

$$\frac{b_0}{D_1} = \frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}.$$

Nach Aufzeichnung der Schaufelung kontrolliert man $b_0$ mittels der Beziehung

$$b_0 = \frac{Q}{\mathfrak{z}_0 s_0' c_1},$$

worin

$a_0 = s_1'$ die Strahlstärke,

$\mathfrak{z}_0$ die Anzahl der Leitradöffnungen, Mundstücke,

bezeichnet.

Bei großen Gefällen geht man vom Strahlquerschnitt $f_0 = \frac{Q}{c_1} = \mathfrak{z}_0 b_0 s_0'$ aus. Die Abmessungen desselben richten sich nach der Regulierung; es findet sich $\frac{s_0'}{b_0}$ zwischen 0,25 und 0,75 liegend.

Mit Hilfe von $b_0 = \left(\frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}\right) D_1$ wird $\mathfrak{z}_0$ gefunden, auf eine ganze Zahl festgesetzt und damit $b_0$ und $s_0'$ endgültig bestimmt.

Partiell beaufschlagte Turbinen werden vorteilhaft nur mit Druck-(Aktions)wirkung ausgeführt (vergl. S. 808).

Als Achsialturbinen sind sie selten und werden kaum noch ausgeführt.

## 2. Radialturbinen.

Hierher gehören das von außen beaufschlagte Tangentialrad, sowie die von innen beaufschlagte Radialturbine mit stehender Welle. Beide Turbinen werden nur noch selten gebaut.

Wesentlich größere Bedeutung besitzt die innen beaufschlagte Radialturbine mit liegender Welle — Schwamkrugturbine. Fig. 768a bis 768d zeigen die Ausführung einer solchen Turbine von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz für die „Anlage Fresser der Gesellschaft Española de Minas“.

Fig. 768 a.

Fig. 768 b.

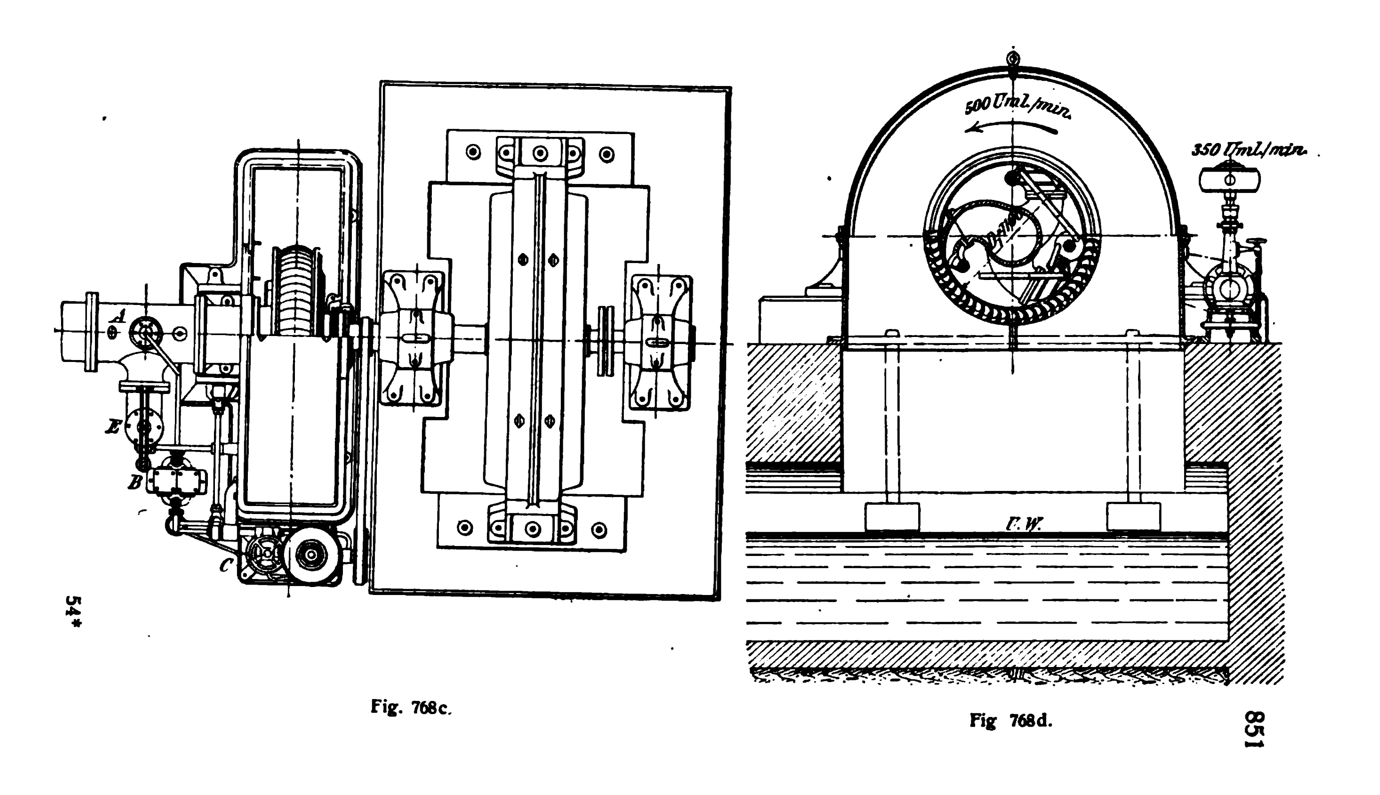



Fig. 768c.

Fig 768d.

Für diese Turbine ist [1])

$$H = 205 \text{ m}, \quad Q = 0{,}514 \text{ cbm}, \quad N = 1050 \text{ PS}_n, \quad n = 500.$$

Mit 1100 mm Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 28{,}8 \text{ m} = 0{,}452 \sqrt{2\,g\,H} \text{ oder } u_1' = 2{,}00 \text{ m}.$$

Die Wassermenge wird auf drei Mundstücke verteilt.

Die Wassermenge auf 1 m Gefälle und Mundstück ist $Q' = 11{,}90$ l.

Eine von Piccard & Pictet in Genf für die „Walliser Industriegesellschaft in Vernayaz“ konstruierte Turbine zeigt Fig. 769. Die Konstruktionsdaten sind [2]):

$$H = 500 \text{ m}, \quad Q = 0{,}200 \text{ cbm}, \quad N = 1000 \text{ PS}_n, \quad n = 500.$$

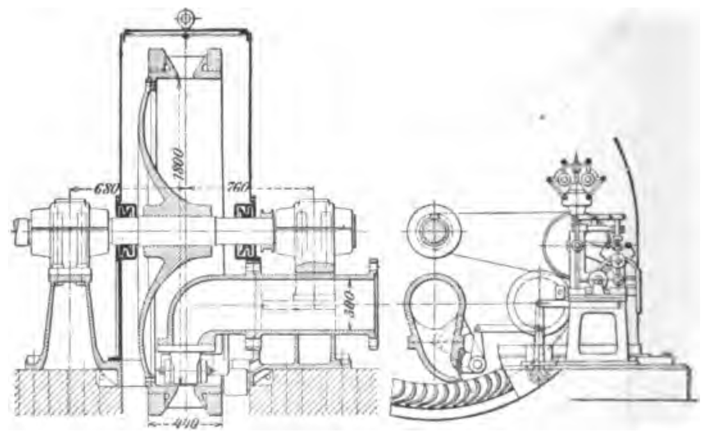



Fig. 769.

Mit 1800 Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 47{,}12 = 0{,}475 \sqrt{2\,g\,H} \text{ oder } u_1 = 2{,}10 \text{ m}.$$

Die Wassermenge auf 1 m Gefälle ist $Q' = 8{,}94$ l.

Zu beachten ist bei den hohen Geschwindigkeiten die Beanspruchung des Laufradkranzes infolge der Centrifugalkraft; er wird deshalb durch Schrumpfringe armiert.

Ferner ist die Zuführung des Wassers zu beachten; dieselbe erfolgt in Fig. 768 central und weist eine Geschwindigkeit auf von

$$c_l = \frac{514}{\frac{3{,}75^2\,\pi}{4}} = 4{,}65 \text{ m}.$$

---

[1]) C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, S. 893 u. ff.

[2]) Vergl. die wiederholt genannten Pariser Ausstellungsberichte von F. Prásil und E. Reichel.

Nach Fig. 769 folgt

$$c_l = \frac{200}{\frac{3^2 \pi}{4}} = 2{,}83 \text{ m.}$$

Die hohe Geschwindigkeit von 4,65 m verursacht bei rascher Regulierung und langer Rohrleitung erhebliche Drucksteigerung in letzterer und Gefährdung derselben; es ist deshalb ein von der Regulierung betätigtes Leerlaufventil $E'$ (Fig. 768b und 768c) eingeschaltet.

Für Schwamkrugturbinen beträgt $\alpha = 16^0$ bis $20^0$, $u_1$ nimmt man bis zu $0{,}42\sqrt{2\,g\,H}$ bezw. $u_1' = 1{,}86$ m.

### 3. Peltonräder, Löffelräder[1]).

Hierunter sind partiell von außen beaufschlagte Strahlturbinen mit Schaufeln gemäß Fig. 770 zu verstehen. Der Strahl tritt aus einer Düse

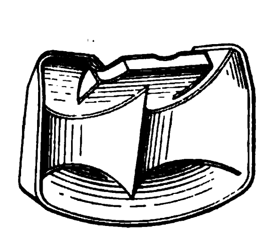


Fig. 770.

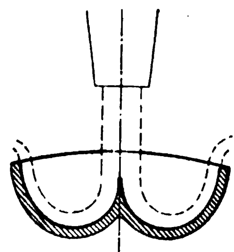


Fig. 771.

von rundem oder rechteckigem Querschnitt gegen die Schaufel und wird durch die Schneiden in zwei seitlich abfließende Teile zerlegt (Fig. 771).

Der Schneidenwinkel $2\,\beta'$ (Fig. 772) liegt zwischen $20^0$ und $30^0$.

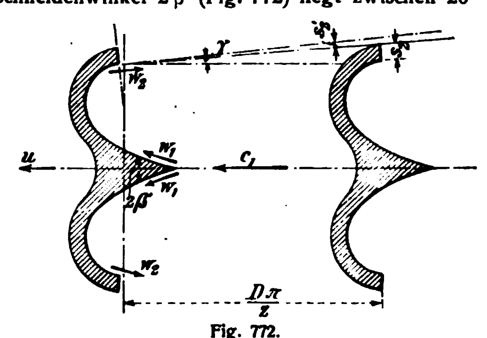



Fig. 772.

Die Geschwindigkeit des aus der Düse tretenden Wassers beträgt

$$c_0 = c_1 = (0{,}92 \text{ bis } 0{,}95)\sqrt{2\,g\,(H - h)}.$$

[1]) Vergl. F. Reuleaux, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1181, 1551 u. ff., sowie 1893, S. 172.

Das Geschwindigkeitsdiagramm für den Fall, daß $c_1$ in die Richtung von $u_1$ fällt, die Eintrittgeschwindigkeit den Eintrittumfang berührt, ist aus Fig. 773 ersichtlich.

Die relative Strahlgeschwindigkeit $c_1 - u_1$ ist zu zerlegen in zwei Komponenten, die relative Geschwindigkeit $w_1$ längs der Schaufel und die dazu normale, von dem Winkel $\beta'$ abhängige Komponente, deren Geschwindigkeitshöhe verloren wird. Es folgt

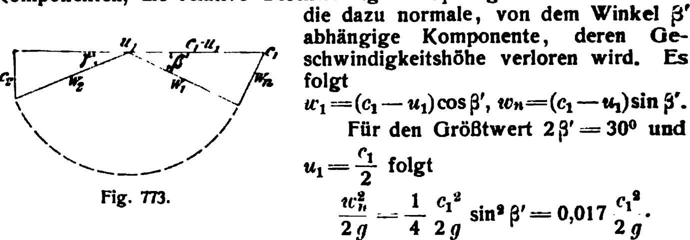


Fig. 773.

$$w_1 = (c_1 - u_1)\cos\beta', \quad w_n = (c_1 - u_1)\sin\beta'.$$

Für den Größtwert $2\beta' = 30^0$ und $u_1 = \frac{c_1}{2}$ folgt

$$\frac{w_n^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{c_1^2}{2g}\sin^2\beta' = 0{,}017\frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern die Bewegung reibungslos erfolgt, ist $w_2 = w_1$ und damit für einen bestimmten Austrittverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ das Diagramm und Winkel $\gamma$ (Fig. 772) festgelegt. Anderseits ist Winkel $\gamma$ bei gegebener Teilung dadurch bestimmt, daß sich (Fig. 772) der austretende Strahl von der Dicke $s_2'$ an die folgende Schaufel nicht anlegt.

Bei Formgebung der Schaufel ist darauf zu achten, daß in keinem Punkte ein Loslösen des Strahles von der Schaufelfläche stattfindet; die auf das Wasserteilchen wirkenden Beschleunigungskräfte müssen in ihrer Gesamtheit einen positiven Bahndruck ergeben.

Man geht vom Strahlquerschnitt aus; er beträgt

$$f_0 = \frac{Q}{c_1} = \frac{Q}{0{,}95\sqrt{2g(H-h)}}$$

und wird vorteilhaft rechteckig gemacht mit Rücksicht auf die Regulierung, welche durch Änderung von $s_0$ erfolgt.

Man findet für den Strahlquerschnitt das Verhältnis

$$b_0 = (1 \text{ bis } 2{,}5)\, s_0.$$

Der Strahleintritt erfolgt derart, daß dessen Mittel den mittleren Kranzkreis berührt; der Durchmesser des letzteren steht mit der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D\pi n = 60\, u,$$

worin

$$u \sim 0{,}45\sqrt{2g(H-h)}$$

einzusetzen ist.

Eine obere Grenze für $u$ ist durch die Festigkeit des Kranzes oder der Befestigung der Schaufeln mit diesem, gegenüber den Fliehkräften, gezogen.

Die Schaufelteilung ist insofern von den Strahlabmessungen abhängig, als der Strahl die folgende Schaufel eben treffen soll, wenn er die vorhergehende im tiefsten Punkte der Beaufschlagung verläßt. Diese Bedingung führt zu verhältnismäßig großen Teilungen und ist nicht immer zu erfüllen.

Für den Fall, daß der Strahl den mittleren Kreis nicht berührt, ergibt sich das Diagramm nach Fig. 774 folgendermaßen:

Aufzeichnung des Strahlmittels hinsichtlich des im Durchmesser festgesetzten Rades,

Abtragung der halben Strahldicke nach beiden Seiten und Antragung der aus dem Diagramm sich ergebenden Richtung von $w_1'$ und $w_1$.

Die Erzeugende der Schaufel (Eintrittkante) soll möglichst senkrecht zur Richtung von $w_1'$ stehen, wogegen die Austrittkante radial steht. Ihre Länge ist bestimmt durch die Austrittgeschwindigkeit, für welche gesetzt wird

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0{,}02 \text{ bis } 0{,}03)\sqrt{2g(H-h)};$$

sie beträgt

$$b_2 \backsim (3 \text{ bis } 3{,}5)\frac{b_0}{2}.$$

Die Schaufeltiefe wird (4 bis 6) $s_0$ gemacht.

Zur Verzeichnung der Schaufeln nimmt man (Fig. 775 und 776 für Löffelräder) gleichmäßige Ausbreitung des Strahles an; man verzeichnet die Wasserfäden im Grundriß senkrecht zur Austrittkante endigend, für welche je der halbe Umfang anzunehmen ist.

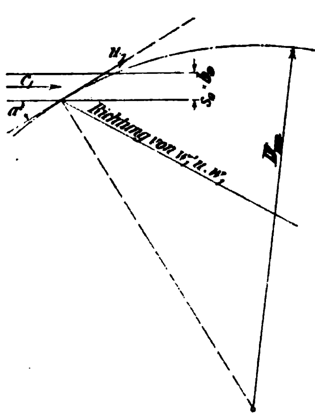


Fig. 774a.

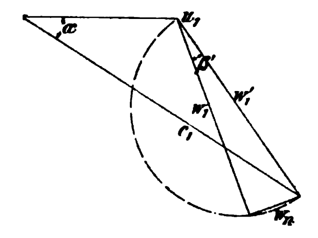


Fig. 774b.

Bei größerer zu verarbeitender Wassermenge ordnet man mehrere Düsen hintereinander an oder spart die Schaufeln für den Strahl aus (Fig. 775)[1]).

Ein Löffelrad, Konstruktion der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich, ist in Fig. 776 dargestellt[2]).

Der eingebaute Schirm dient zur Abfangung des austretenden Wassers und Ableitung seitlich der Schaufeln.

Die Regulierung der Aktions- oder Freistrahlturbinen entspricht im Falle der achsialen Anordnung derjenigen der Überdruckturbine; die dort gemachten Ausführungen treffen auch hier zu, die Regulierarbeit ist verhältnismäßig groß und mit selbsttätigem Regulator nur in seltenen Fällen zu ermöglichen. Wesentlich günstiger liegen diese Verhältnisse bei den Schwamkrugturbinen, Löffel- und Peltonrädern.

---

[1]) Engineering 1903, S. 401 u. f. Der Aufsatz gibt einen interessanten Überblick über die Entwickelung der Peltonräder und einige damit gemachter Erfahrungen.

[2]) F. Prásil, „Die Turbinen und deren Regulatoren auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896". Sonderabdruck aus der Schweizerischen Bauzeitung, Bd. XXVIII, Nr. 20 bis 26.

Bezüglich Einzelheiten der Regulierung wie dieser Turbinen selbst, sei auf Fig. 768, 769 und 776 und die im Anschluß hieran genannten Quellen verwiesen. Ferner sei noch erwähnt:

J. J. Reifer, „Die 1000pferdige Hochdruckturbine in Terni, ausgeführt von J. J. Rieter & Cie. in Winterthur". Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 405.

„Turbinenanlage der Zementfabrik und Zwirnerei in Weizen, ausgeführt von der Fürstl. Fürstenbergischen Maschinenfabrik Immendingen". Ebendaselbst 1893, S. 1533 und ff.[1]).

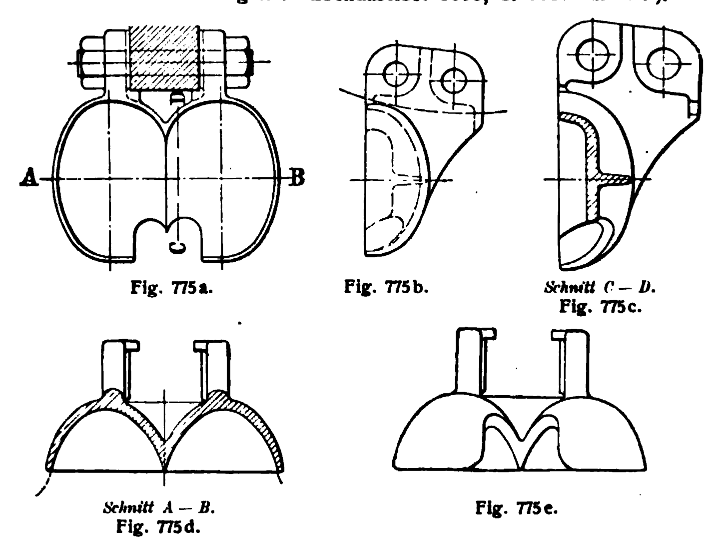



Fig. 775a. Fig. 775b. Schnitt C – D. Fig. 775c.

Schnitt A – B. Fig. 775d. Fig. 775e.

J. Fr. Hey, „Die Turbinen auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896". Ebendaselbst 1896, S. 1005.

A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim a. Brenz".

„Schwamkrugturbine für das Elektrizitätswerk Kapstadt". Ebendaselbst 1897, S. 1792.

---

[1]) Vergl. die hieran wie an eine andere Anlage sich knüpfenden Auseinandersetzungen, Turbinenbremsung betr., in Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 146, 367, 776 bezw. 1894, S. 54, 207, 594 und 776.

Uber Turbinenregulatoren bezw. Regulierung vergl.

A. Pfarr, „Regulierung und Regulatoren", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 891 u. ff.,

A. Houkowsky, „Die Regulierung der Turbinen", ebendaselbst 1896. S. 839 u. ff.,

A. Pfarr, „Der Reguliervorgang bei Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator", ebendaselbst 1899, S. 1553 u. ff.,

C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau", ebendaselbst 1903, S. 841 u. ff.,

sowie die wiederholt genannten Berichte über die Ausstellungen in Genf und Paris.

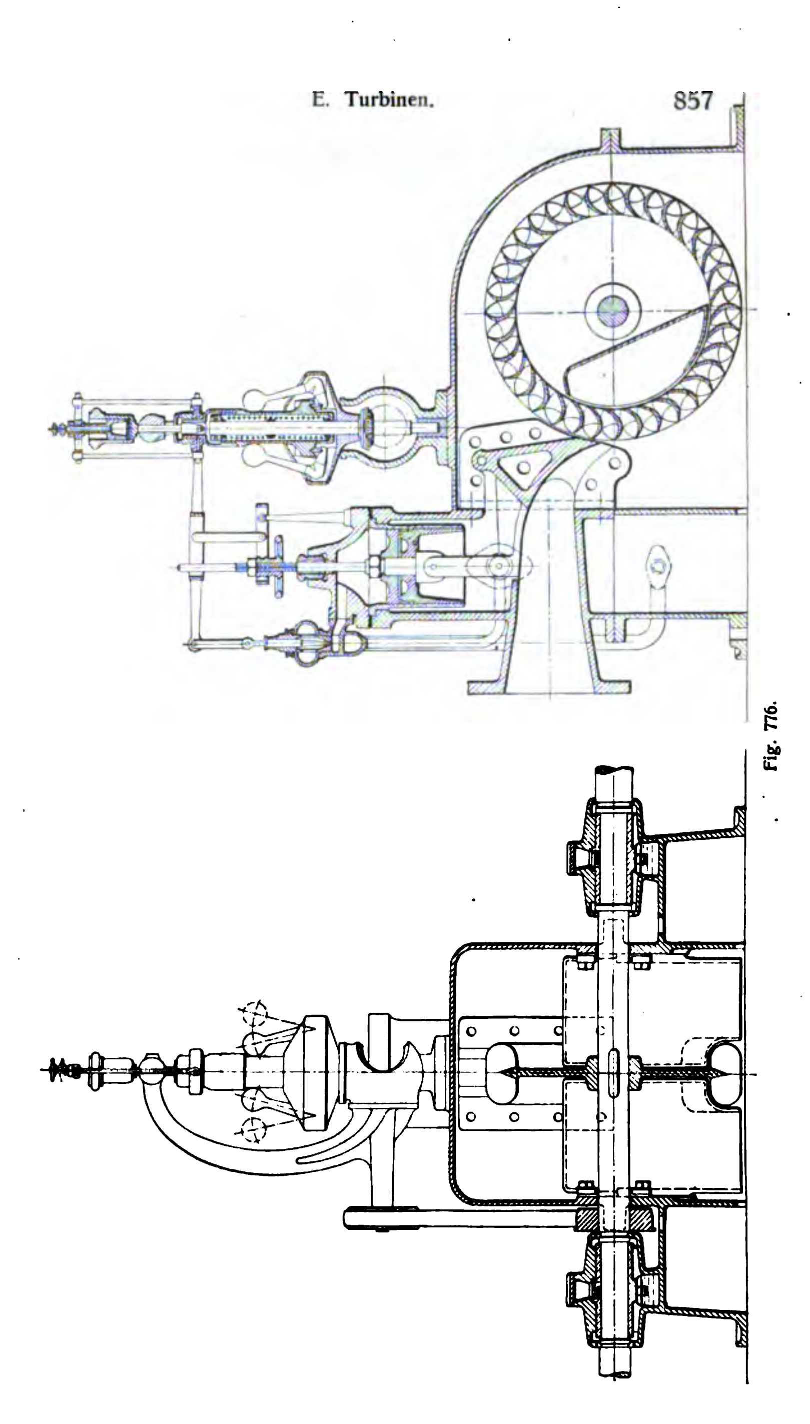


Fig. 776.

### c) Untersuchung der Wasserkraftmaschinen, insbesondere der Turbinen[1]).

Es ist zu bestimmen die absolute (theoretische) Leistung $N_a = \frac{1000\, Q H_n}{75}$ PS, die nutzbare (effektive) Leistung $N_n$ und das Verhältnis beider, der Wirkungsgrad (Nutzeffekt) $\eta = \frac{N_n}{N_a} = \frac{75\, N_n}{1000\, Q H_n}$.

Außerdem kann noch die Feststellung der Schwankungen in den Umlaufzahlen bei Be- bezw. Entlastung der Kraftmaschine notwendig werden, wenn dieselbe regulierbar ist.

Bestimmung von $N_a$.

1. Gefällbestimmung. Als Gefälle $H_n$ ist der Wasserspiegelhöhenunterschied am Motor einzusetzen, event. berichtigt um den Unterschied der Geschwindigkeitshöhen des zu- und abfließenden Wassers in den durch die Höhenpunkte bestimmten Profilen. Sind die Geschwindigkeiten nur wenig verschieden, so genügt die Feststellung des Unterschiedes der Wasserspiegelhöhen durch Einnivellieren zweier Fixpunkte, auf welche die Wasserspiegel bezogen werden. Es geschieht dies durch Messen vom Fixpunkt bis zum Wasserspiegel mittels eines denselben von oben berührenden Maßstabes oder einer von unten auftauchenden Spitze, welche am anderen abgebogenen Ende mit Zeiger versehen ist, oder mittels Schwimmers in einem Gehäuse samt Zeiger.

2. Wassermessung[2]). Mittels Überfalles. Der Graben wird auf seine ganze Breite durch eine Holzwand abgeschlagen, so daß die gesamte Wassermenge über dieselbe auf ganzer Breite fällt (unvollständiger Überfall) oder durch eine in der Wand angebrachte, bis über den Wasserspiegel reichende Öffnung entweicht (vollständiger Überfall, solcher mit Seitenkontraktion, wenn die Überfallbreite gering ist gegenüber der Grabenbreite). Vergl. S. 760.

Damit das gesamte Wasser überfällt, muß die Wand allseitig abgedichtet sein.

Die überfließende Wassermenge ist allgemein

$$Q = \mu\, b\, h \sqrt{2 g h},$$

worin

$b$ die Überfallbreite in m,
$h$ die Überfallhöhe in m,
$\mu$ einen durch Versuche zu bestimmenden Ausflußkoeffizienten

bezeichnet; von Einfluß auf denselben ist die Überfallhöhe, die Höhenlage der Überfallkante über Gerinneboden oder Grabensohle, bei vollständigen Überfällen außerdem noch die Breite des Überfalles und die des Zulaufgerinnes (vergl. oben). Letztere Einflüsse machen sich bei unvollständigen Überfällen nur bei geringen Breiten geltend, daher unvollständige Überfälle für Wassermessungen sich besonders eignen. Zur Erzielung von Kontraktion werden die Überfallkanten wasseraufwärts zugeschärft. Der Wasserspiegel senkt sich nach der Überfall-

---

[1]) C. Schmitthenner, „Das Bremsen der Turbinen“, Dinglers polytechnisches Journal 1899, Bd. 314, Heft 1 und 2.

[2]) W. Hansen, „Bestimmung von Wassermengen mittels Überfälle ohne Seitenkontraktion“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1057 u. ff.

wand hin ab, daher die Überfallhöhe in 1,50 bis 2,00 m Abstand von der Überfallkante wasseraufwärts zu messen ist.

Während bei Überfällen mit Seitenkontraktion die Luft ungehindert unter den überfallenden Strahl treten kann, so daß derselbe auf seiner unteren Seite gleichfalls kontrahiert wird, ist dies bei solchen ohne Seitenkontraktion nicht der Fall; es muß Luft zugeführt werden, andernfalls sich der Strahl an die Überfallwand anlegt. Mit gehinderter Kontraktion ist aber Vergrößerung der Überfallmenge verknüpft.

Die Feststellung der Überfallhöhe hinsichtlich eines einnivellierten Fixpunktes erfolgt sinngemäß in oben ausgeführter Weise; die Überfallkante ist gleichfalls einzunivellieren.

Zur Beruhigung des aus der Turbine austretenden, zu messenden Wassers werden jalousieartige Roste eingebaut, welche wenig Widerstand bieten dürfen.

Die Überfälle ohne Seitenkontraktion bedingen genau rechteckiges Grabenprofil mit möglichst glatten Wänden; dann kann man nach Versuchen von Hansen (a. a. O.) setzen für Überfallhöhen zwischen 82 und 291 mm und sehr wahrscheinlich auch noch darüber

$$\mu = \frac{0{,}41137}{1 - 0{,}35815\,\sqrt{h^3}}.$$

Die Höhe der Überfallkante über Gerinnesohle betrug bei dessen Versuchen 514 mm.

Die Hansenschen Ergebnisse decken sich mit denen von Bazin[1]) nicht, welche durchgängig größere Ausflußkoeffizienten ergeben, also unter sonst gleichen Umständen den Wirkungsgrad der Kraftanlage schlechter erscheinen lassen.

Schließlich liegen noch für unvollständige Überfälle Beobachtungen von Frese vor[2]); hiernach ist mit $t$ als Wassertiefe

$$Q = \frac{2}{3}\left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right)\left[1 + 0{,}55\left(\frac{h}{t}\right)^2\right] b\,h\sqrt{2gh},$$

also

$$\mu = \frac{2}{3}\left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right)\left[1 + 0.55\left(\frac{h}{t}\right)^2\right].$$

Die mit vollständigen Überfällen erzielten Resultate hat Braschmann zusammengefaßt in den Ausdruck

$$Q = \left(0{,}3838 + 0{,}0386\,\frac{b}{B} + 0{,}00052\,\frac{1}{h}\right) b\,h\sqrt{2gh},$$

welcher sich, da hierin $\frac{h}{t} = \frac{\text{Überfallhöhe}}{\text{Wassertiefe}}$ nicht vorkommt, versteht in den Grenzen $\frac{h}{t} < \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$.

Überfallmessungen sind nur möglich bei nicht zu großer Wassermenge und genügendem Gefälle, welches für die Turbine um die Summe

---

[1]) M. H. Bazin, „Annales des ponts et chaussées", Oktober 1888. Auszug von Dr. K. Keller, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 513 u. ff. Außerdem a. a. O. 1890, S. 880 für besondere Überfallwände.

[2]) F. Frese, „Versuche über den Abfluß des Wassers bei vollkommenen Überfällen", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 1285 u. ff.

aus Höhe der Überfallkante über Unterwasserspiegel und Überfallhöhe vermindert wird.

In anderen Fällen oder wenn der Einbau der Überfallwand untunlich ist, greift man zur Flügelmessung. Für diese ist ein geeignetes Meßprofil von regelmäßiger Form mit möglichst paralleler Wasserführung zu suchen, event. ist dasselbe durch Einbau paralleler

Fig. 777.

und abgedichteter Wände herzustellen. Das Profil ist auszumessen und in Felder einzuteilen (Fig. 777), in deren Mitten die Wassergeschwindigkeit durch den hydrometrischen (Woltmannschen) Flügel bestimmt wird mit Hilfe der durch Versuche gewonnenen Flügelgleichung[1]).

Diese lautet entweder

$$c = a + b\,n$$

oder

$$c = a\,n + \sqrt{b + d\,n^2}\,^{2)},$$

worin $n$ die Umlaufzahl, $a$, $b$ und $d$ Konstanten, sog. Flügelkonstanten bezeichnen.

Die Flügel besitzen entweder Zählwerk für die Umdrehungen, welches innerhalb einer bestimmten Zeit eingeschaltet wird, oder sie

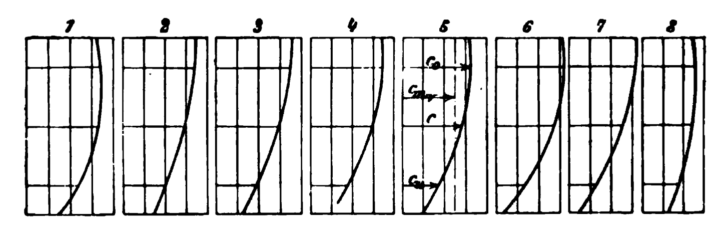



Fig. 778.

sind mit elektrischer Zeichengebung nach 50 oder 100 Umdrehungen ausgestattet, in welchem Falle die hierzu erforderliche Zeit festzustellen ist.

Die in den einzelnen Punkten der Vertikalprofile ermittelten Geschwindigkeiten werden graphisch aufgetragen (Fig. 778); man erhält

[1]) Dr. M. Schmidt, „Gleichung des Woltmannschen Flügels", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1895, S. 917 u. ff., ebendaselbst 1903, S. 1698 u. ff. und Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 11, Berlin 1903, Julius Springer.

[2]) Vergl. die genannte Quelle: A. Pfarr, Bremsergebnisse u. s. w., S. 861.

die Geschwindigkeitskurven in den einzelnen Vertikalprofilen — die obersten und untersten Kurventeile sind zu schätzen — und aus diesen die Geschwindigkeitskurve in den Horizontalprofilen (Fig. 779).

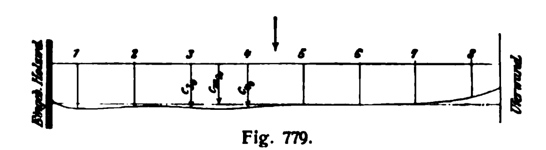


Fig. 779.

Die mittlere Profilgeschwindigkeit folgt zu

$$c_{m_v} = \frac{\int c\,d\,t}{t} \text{ bezw. } c_{m_h} = \frac{\int c\,d\,b}{b},$$

worin $t$ die Tiefe, $b$ die Breite des betreffenden Profiles bezeichnet.

Die tatsächliche mittlere Wassergeschwindigkeit folgt genügend genau als

$$c = \frac{\int c_{m_v}\,d\,b}{b} \text{ oder } c = \frac{\int c_{m_h}\,d\,t}{t}$$

oder als das arithmetische Mittel aller mittleren Profilgeschwindigkeiten; im Falle schräger Kanalwände empfiehlt es sich, von den mittleren Horizontalgeschwindigkeiten auszugehen.

Die Ausdrücke $\int c\,d\,t$ bezw. $\int c\,d\,b$ werden durch Planimetrieren bestimmt.

Das Näherungsverfahren von Prof. Teichmann (Teichmannsche Methode), Fig. 780, ermittelt die Geschwindigkeit in acht bestimmten Punkten des Kanalprofiles und rechnet als tatsächliche mittlere Geschwindigkeit mit dem arithmetischen Mittel aller acht Einzelbeobachtungen.

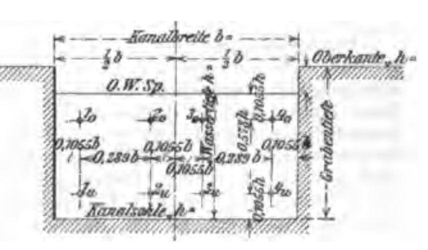



Fig. 780.

Das Verfahren beachtet die Grabenabmessungen nur nach Maßgabe der von denselben abhängigen Lage der einzelnen Punkte und scheint im Vergleich zu anderen Messungen etwas zu kleine Werte zu liefern.

Bezüglich ausgeführter Wassermessungen vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure:

1886, S. 47 u. ff., P. Roch, „James B. Francis' neueste Versuche mit einer Humphrey-Turbine und mit unvollkommenen Überfällen";

1886, S. 781 u. ff., M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Zwirnerei und Nähfadenfabrik Göggingen";

1892, S. 797 u. ff., A. Pfarr, „Bremsergebnisse an radialen Reaktionsturbinen";

1902, S. 845 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer New American-Turbine“ und S. 1780 C. Herschel über den gleichen Gegenstand; 1903, S. 639 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer Radialturbine, gebaut von der Maschinenfabrik Briegleb Hansen & Cie. in Gotha“.

Wassermessungen mittels Schwimmer u. dergl. sind ungenau und kommen nicht in Betracht.

Bestimmung von $N_n$.

Die Feststellung der effektiven Leistung erfolgt durch Bremsung[1]. Der Bremszaum (Pronysche Zaum) wird gegen den Umfang einer Bremsscheibe gepreßt; die Umfangsreibung würde Rotation des Zaumes im Sinne der Scheibendrehung verursachen, wenn nicht ein gleich großes Moment entgegenwirken würde. Dieses ergibt sich aus dem nutzbaren Wagedruck $P$ des Bremshebels und dem zugehörigen Hebelarm $R$. Es ist also

treibendes Moment = Reibungsmoment am Scheibenumfang = Moment des Wagedruckes.

Ist

$M$ das zu bremsende und durch den Wagedruck bestimmte Moment,
$n$ die minutliche Umlaufzahl,

so gilt

$$N_n = \frac{M\omega}{75} = \frac{M\pi n}{30 \cdot 75} = \frac{\pi n}{30 \cdot 75} PR = \frac{1}{716{,}2} PR.$$

Unveränderlichkeit des Reibungsmomentes $M$ unter sonst gleichen Verhältnissen bedingt konstantes $R$[2]; der Stützpunkt des Bremshebels auf der Wage und das Bremsscheibenmittel liegen in einer wagerechten Ebene, andernfalls ändert sich $R$ bei den nicht zu vermeidenden Schwingungen. Falls der Hebel nicht drückt, wird die Bremsbelastung $P$ an einem zum Bremsscheibenmittel konzentrischen Segment aufgehängt (Fig. 785).

Das Reibungsmoment $M = PR$ hängt ab vom Reibungskoeffizienten, welcher sich mit der spezifischen Pressung in der Reibfläche, Geschwindigkeit, Temperatur und dem verwendeten Schmiermittel ändert, daher die Anspannung der Bremse derart reguliert werden muß, daß der Bremshebel nur wenig um seine Mittellage schwingt. Die Regulierung ist um so leichter, je gleichförmiger die Geschwindigkeit des Scheibenumfanges ist; steigende Geschwindigkeit nimmt den Hebel im Sinne der Drehung mit, weshalb Entspannung erforderlich wird, und umgekehrt. Außerdem ist die Regulierung um so bequemer, je vollkommener die Kreiscylinderform der Bremsscheibe ist; dies gilt besonders von geteilten Scheiben. Die mit letzteren verknüpften Pressungsänderungen werden durch elastische Unterlagen der Spannvorrichtung (Fig. 783) gemildert.

Die Reibungsarbeit wird größtenteils in Wärme umgesetzt, deren Abführung durch Kühlwasser erfolgt. Bei vereinigter Kühlung und Schmierung durch Wasser wird unter Umständen infolge unregelmäßigen Zuflusses oder Änderung des Reibungskoeffizienten (Verdampfung des

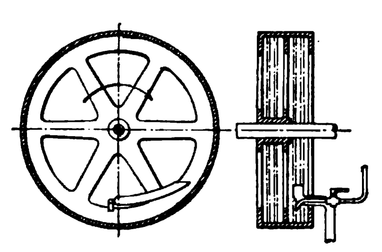
[1] E. Brauer, „Neuere Bremsdynamometer“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 318 u. ff., sowie 1888, S. 56 u. ff.
[2] R. Kablitz, „Über Benutzung des Pronyschen Zaumes“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 1327.

Wassers) die Regulierung schwierig, weshalb Schmierung und Kühlung getrennt wird, erstere am äußeren Umfang durch Öl, letztere innen durch Wasser (Fig. 781). Die Fähigkeit, Wärme abzugeben, sucht man durch Anordnung von Rippen zu erhöhen (Fig. 781, punktiert gezeichnet). Durchmesser und Mindestumlaufzahl stehen bei lotrecht rotierenden Scheiben mit innerer Kühlung im Zusammenhang gemäß der Forderung, daß das Kühlwasser vom Umfange sich nicht loslöst, d. h.

$$m\,g \leqq m\,r\,\omega^2 \text{ oder } r \geqq \frac{900}{n^2}.$$

Konstanter Wasserzufluß wird durch Anschluß der Kühlleitung an ein hochstehendes, beständig überlaufendes Gefäß (konstante Druckhöhe) erreicht.

Die über die für bestimmte Verhältnisse ($N_n$ und $n$) erforderlichen Abmessungen der Bremsscheibe anzutreffenden Angaben sind vielfach widersprechend; es hängt dies offenbar u. a. mit der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten zusammen. Wichtig ist gute Wärmeableitung und Fernhaltung von Deformationen, welche die spezifische Pressung und damit Schmierung beeinflussen. Bremsen mit Ölschmierung pendeln zufolge geringerer Veränderlichkeit des Flüssigkeitszustandes weniger.


Fig. 781.

Die Übertragung der für Zapfen ermittelten Ergebnisse auf Bremsscheiben liefert nach C. v. Bach (vergl. S. 182).

$$b\,d \geqq \frac{75\,N_n}{A_z},$$

worin

$A_z = 2{,}5$ bei Wasserkühlung,
$A_z$ bis 0,5 bei Luftkühlung und
$b$ sowie $d$ in cm

einzusetzen sind; bei großen Geschwindigkeiten darf erforderlichenfalls bis auf das Doppelte gegangen werden.

Mit $b$ und $d$ in m folgt für $A_z = 2{,}5$

$$b\,d \geqq \frac{N_n}{333}.$$

Radinger gibt an $b\,d = \frac{N_n}{300}$. Prof. Thurston hat 500 PS$_n$ bei 100 Umdrehungen mittels einer Scheibe von 5′ = 1520 mm Durchmesser und 2′ = 610 mm Breite abgebremst, also auf 1 qm Reibfläche 172 PS$_n$ oder auf 1 qm Projektion 540 PS$_n$; demnach wäre also hier $b\,d = \frac{N_n}{540}$. Die Gasmotorenfabrik Deutz bremste mit einer Scheibe von 600 mm Durchmesser und 210 mm Breite mit innerer Wasserkühlung bei glattem Innenumfang 60 PS$_n$; dem entspricht $b\,d = \frac{N_n}{476}$.

Mit der in Fig. 782 dargestellten Bremse wurden gebremst[1])

$N = 250$ $PS_n$ bei $n = 46$ Uml/min. (Göggingen, S. 806, Fußbemerk.)
und

$N = 465$ $PS_n$ bei $n = 72$ Uml/min. (Olching, S. 810, Fußbemerk.).

Es folgt für diese Daten

$$b\,d = \frac{N_n}{206} \text{ bei } u = 5{,}3 \text{ m bezw. } b\,d = \frac{N_n}{385} \text{ bei } u = 8{,}3 \text{ m.}$$

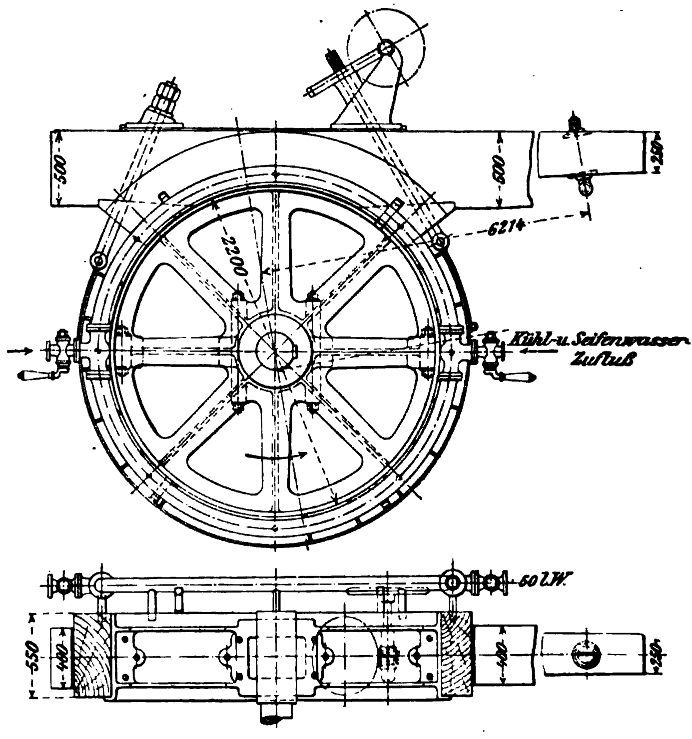



Fig. 782.

Fig. 783 zeigt den Bremszaum im Ingenieur-Laboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart.

Über selbsttätig sich regulierende Bremsen s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1900, S. 241.

Es scheint, daß diese Bremsen für kleine Leistungen befriedigend arbeiten, für mittlere und größere dagegen die Erfahrungen für richtige Abmessungen erst noch zu machen sind.

[1]) Bremszaum der Maschinenfabrik Augsburg. Die Bremsung erfolgte direkt auf der Turbinenwelle; der Hebel spielte in einer wagerechten Ebene.

Der gesamte Wagedruck setzt sich zusammen aus dem nutzbaren $P$ und dem auf den Stützpunkt entfallenden Hebelgewicht. Die Bestimmung desselben hat streng genommen vor und nach dem Versuch zu erfolgen, ebenso die der nutzbaren Bremshebellänge $R$.

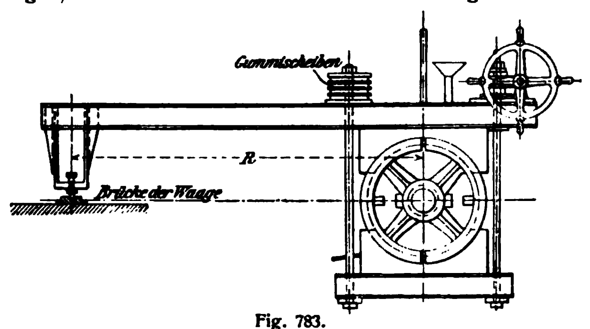



Fig. 783.

Erstere, die Tarierung des Bremshebels, geschieht durch Anheben und Stützen des Bremshebels mittels eines auf der Bremsscheibe, vertikal über dem Wellenmittel liegenden Dreikanteisens derart, daß eine vor dem Anheben auf dem Bremsklotz angerissene, durch das Wellenmittel gehende Vertikale nach dem Anheben durch den Stützpunkt und das Wellenmittel geht. Oder man spannt die Bremse auf der losgekeilten und mittels Dornes und Schienen gestützten Scheibe fest und bestimmt die Tara; die einspielende Brücke der Wage geht in ihrer Verlängerung durch die Wellenachse, oder, was dasselbe ist, der Bremshebel liegt horizontal; in gleicher Lage muß er sich während des Bremsens befinden.

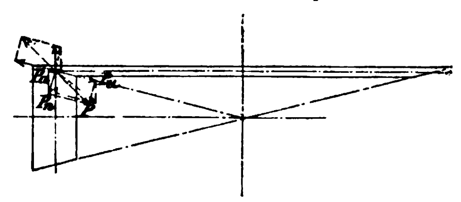


Fig. 784.

Am sichersten wird die Leistung durch Bremsung auf der Turbinenwelle festgestellt; der Verlust infolge Mehrbelastung durch den Bremszaum ist der Turbine gut zu schreiben. Bei Turbinen mit liegender Welle ist direkte Bremsung meist möglich, nicht immer aber bei solchen mit stehender Welle. In diesem Falle wird auf der Vorgelegewelle gebremst und es sind die Verluste in den einzelnen Getrieben der Turbine gut zu bringen.

Es sei die nutzbare Turbinenleistung $= N_t$.

Die der vermehrten Spurzapfenreibung infolge Radgewichtes entsprechende Leistung ist

$$N_r = \mu\, G \frac{r_1 + r_2}{2} \frac{\omega}{75};$$

die der Halslagerreibung infolge Zahndruckes (Fig. 784) entsprechende ist

$$N_z = \frac{4}{\pi} \mu' P_u r' \frac{\omega}{75}.$$

Streng genommen ist dieselbe wegen der im allgemeinen geneigten Richtung des Zahndruckes etwas größer, die Spurzapfenreibung infolge Entlastung durch letzteren etwas kleiner; der Unterschied werde vernachlässigt. Abgesehen hiervon wird meistens der Zahndruck $P$ nicht direkt vom Halslager aufgefangen, sondern bedingt noch eine weitere Wellenführung, mit welcher Reibungsverluste verknüpft sind.

Die Bremsleistung sei $N_b$.

Die der Lagerreibung, herrührend vom Gewicht der rotierenden Teile, entsprechende Leistung sei

$$N_l = \frac{4}{\pi}\,\mu_1\,G_1\,r_1\,\frac{\omega_1}{75}.$$

Bei absolut genauer Rechnung müßten die Lagerdrücke und mit denselben

$$N_l = N_{l_1} + N_{l_2} + \ldots$$

bestimmt werden.

Mit Rücksicht auf die Unsicherheit von $\mu_1$ genügt die Einführung eines mittleren Halbmessers und Annahme der Übertragung von $G_1$ durch ein entsprechendes Lager.

Die dem Zahndruck entsprechende Leistung infolge Lagerreibung ist

$$N_z' = \frac{4}{\pi}\,\mu_1'\,P_u\,r\,\frac{\omega_1}{75},$$

worin für $r$ der Halbmesser des nächsten Lagers eingeführt werde. Die Vermehrung der Lagerreibung durch die Komponente des Zahndruckes werde vernachlässigt; dagegen kann die achsiale Komponente Bedeutung erlangen. Die entsprechende Leistung infolge der Bundreibung beträgt mit dem Mittelwert $P_a$

$$N_{z_a} = \mu_1''\,P_a\,\frac{r' + r''}{2}\,\frac{\omega_1}{75}.$$

Die mit $G_1$ und $P_u$ verknüpften Verlustleistungen sind nach dem Parallelogramm zusammenzusetzen; es folgt dann der Zahndruck aus

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + \left(P_u\,\frac{4}{\pi}\,\mu_1'\,r\,\frac{\omega_1}{75}\right)^2} + P_a\,\mu_1''\,\frac{r' + r''}{2}\,\frac{\omega_1}{75} = P_u\,\frac{R_1\,\omega_1}{75}.$$

Hieraus folgt, da der Zusammenhang von $P_a$ mit $P_u$ durch die Räder gegeben ist, $P_u$ und damit auch $N_z$.

Der verhältnismäßige Verlust infolge Zahnreibung ist angenähert nach C. v. Bach

$$\mathfrak{B} = \pi\,\mu\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\frac{\tau}{2},$$

worin bezeichnet

$z_1$, $z_2$ die Zähnezahlen,
$\tau$ die Eingriffdauer (vergl. S. 91).

Es folgt somit

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + (N_z')^2} + N_{z_a} = (1 - \mathfrak{B})(N_t - N_r - N_z)$$

und die Turbinenleistung

$$N_t = \frac{N_b + \sqrt{N_l^2 + (N_z')^2} + N_{z_a}}{1 - \mathfrak{B}} + N_r + N_z.$$

Streng genommen ist bei Berechnung von $\mathfrak{B}$ statt

$$\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \text{ zu setzen } \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}},$$

sofern der Achsenwinkel 90⁰ beträgt.

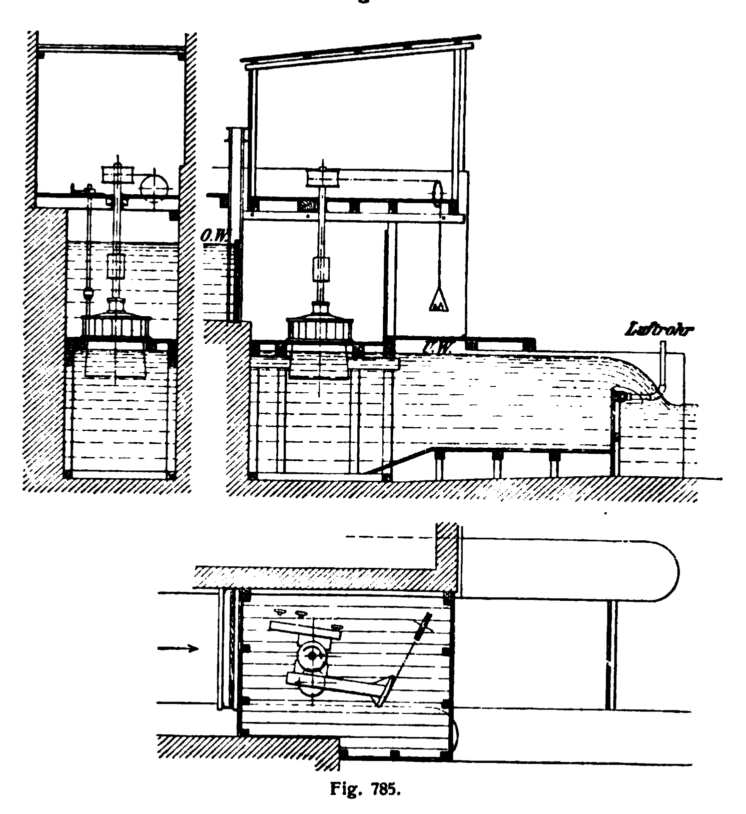



Fig. 785.

In vielen Fällen wird es genügen, zu rechnen

$$\sqrt{N_l^2 + (N_s')^2} + N_{sa} \sim N_l + N_s',$$

d. h. die Leistungen infolge Lagerreibung werden addiert und diejenigen infolge Achsialschubes vernachlässigt.

Streng genommen ist noch die Luftreibung zu berücksichtigen, für welche zuverlässige Grundlagen zurzeit noch fehlen.

Koeffizienten.

Für Ringschmierlager mit Weißmetallausguß darf gesetzt werden $\mu = \frac{1}{40}$.

Für gewöhnliche und weniger gut gewartete Lager $\mu = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{15}$.

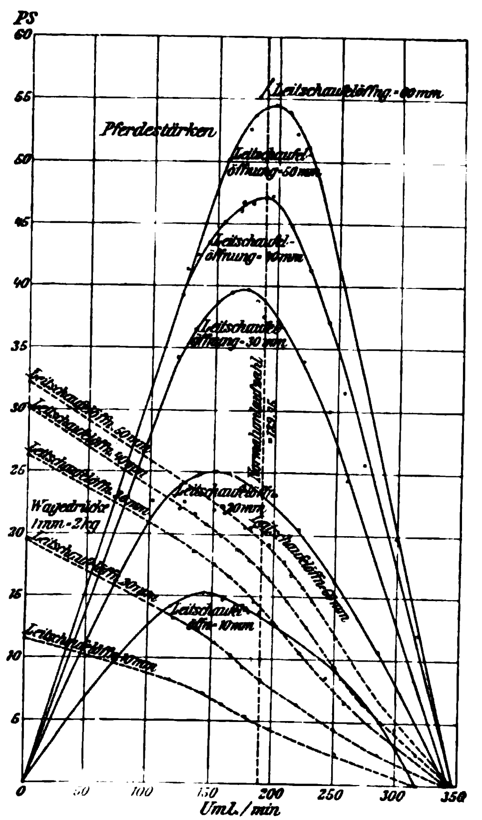



Fig. 786.

Für die Spurzapfenreibung ist etwa $\mu = \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{40}$.

Der Zahnreibungskoeffizient bei genau bearbeiteten und geschmierten Holz-Eisenzähnen $\mu = 0{,}075$ bis $0{,}10$, für roh laufende Räder kann er betragen bis $\mu = 0{,}3$.

Eine Versuchsanordnung von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, mit direkter Bremsung der vertikalen Turbinenwelle und eingebautem Überfall zeigt Fig. 785 [1])

Turbinen können mit jeder Umdrehungszahl laufen zwischen 0 und einer maximalen, welche theoretisch das Doppelte der normalen ist, d. i. derjenigen, welche dem gerade vorliegenden Gefälle entspricht, das das der Konstruktion zugrunde gelegte Geschwindigkeitsdiagramm erfüllt.

Wegen der Reibung im Wasser sowie in den Lagern der Turbinenwellen ist die größte Umlaufzahl etwa das 1,8 fache der normalen.

Jeder Geschwindigkeit entspricht eine ganz bestimmte Bremsbelastung, Turbinenleistung, Wassermenge und Nutzeffekt. Die Auf-

[1]) C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau", Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, S. 841, welche Abhandlung besonders der Beachtung empfohlen sei.

tragung dieser Beobachtungen bezw. Ergebnisse liefert Kurven nach Art derjenigen in Fig. 786, welche einer von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, ausgeführten Francisturbine gemäß Fig. 728 entsprechen [1]).

Die Versuche sind auch auf verschiedene Beaufschlagungen auszudehnen (Fig. 786). Die hierbei für die normale Umlaufzahl sich ergebenden maximalen Leistungen und Nutzeffekte obiger Turbine zeigt Fig. 787. Insbesondere ist zu ersehen, daß die Wirkungsgrade erst zwischen $\frac{1}{2}$ und $\frac{1}{3}$ Beaufschlagung rascher abnehmen.

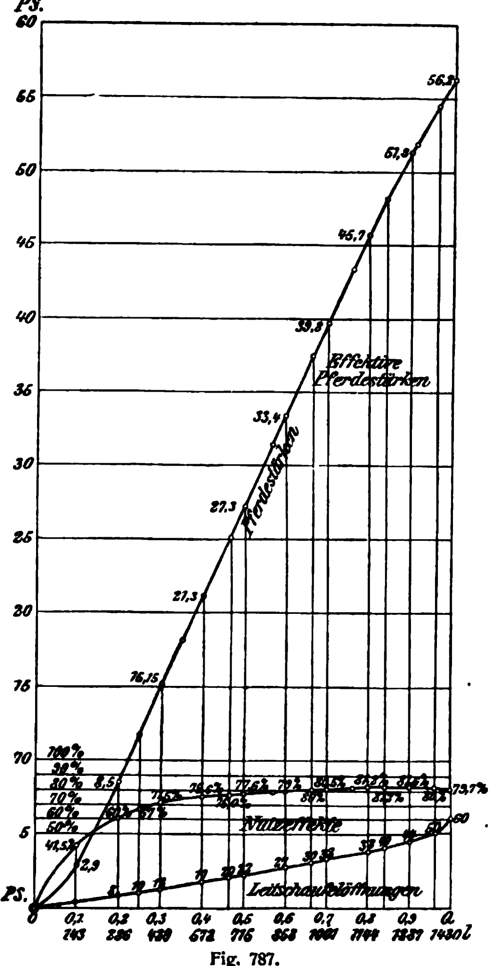



Fig. 787.

Nach Früherem ändert sich die Umlaufzahl proportional $\sqrt{H}$; einem kleineren Gefälle entspricht eine geringere Normalumlaufzahl. Soll die Turbine unter allen Umständen die ihr zugrunde gelegte, dem normalen Gefälle entsprechende Umlaufzahl beibehalten, so läuft bei abnehmendem Gefälle die Turbine relativ zu schnell, bei zunehmendem relativ zu langsam. Damit ändern sich Schluckfähigkeit und Wirkungsgrad und damit die Leistung gegenüber der dem jeweiligen Gefälle entsprechenden normalen Umlaufzahl.

Fig. 788 bringt diese Verhältnisse für eine Voith'sche Francisturbine gemäß Fig. 729 zum Ausdruck.

[1]) Vergl. A. Pfarr, „Bremsergebnisse an den radialen Reaktionsturbinen". Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 797 u. ff.

Über die theoretische Untersuchung dieser Verhältnisse sei verwiesen auf

C. v. Bach, „Die Wasserräder“, S. 76 u. ff.

Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine“, S. 190 u. ff.

Enno Heidebroek, „Vergleichende Untersuchungen über die hydraulischen Eigenschaften der Überdruckturbinen“, Dinglers polytechnisches Journal 1892, Bd. 317, Heft 1 bis 3.

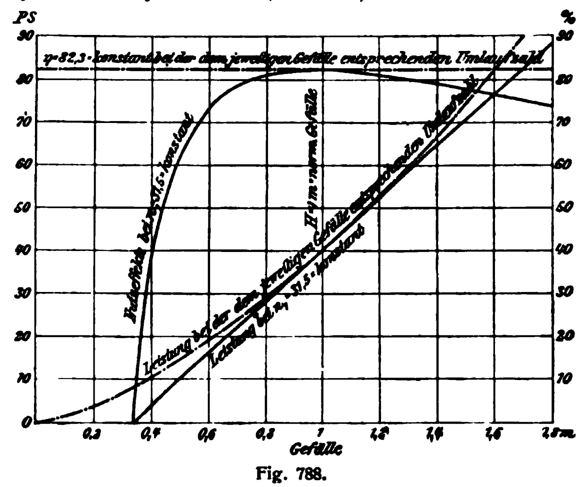



Fig. 788.

# IV. Verbrennungsmotoren[1]).

## A. Allgemeines.

Je nachdem die Verbrennung in den mit gasförmigen oder flüssigen Kraftstoffen arbeitenden Motoren plötzlich, d. h. bei annähernd unverändertem Volumen, oder aber allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt, unterscheidet man (Explosions-)Verpuffungsmotoren und Gleichdruckmotoren.

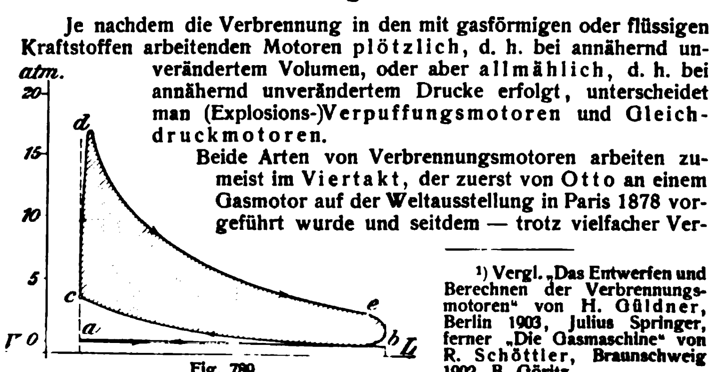



Fig. 789.

Beide Arten von Verbrennungsmotoren arbeiten zumeist im Viertakt, der zuerst von Otto an einem Gasmotor auf der Weltausstellung in Paris 1878 vorgeführt wurde und seitdem — trotz vielfacher Ver-

[1]) Vergl. „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren“ von H. Güldner, Berlin 1903, Julius Springer, ferner „Die Gasmaschine“ von R. Schöttler, Braunschweig 1902, B. Göritz.

suche, ein brauchbares Zweitaktsystem zu schaffen, daß bei jeder Umdrehung der Kurbel eine Verbrennung zuläßt — das Gebiet der kleineren Gaskraftmaschinen fast vollständig beherrscht. Erst in neuerer Zeit ist der Zweitakt mit besserem Erfolge als zuvor an den von einigen Firmen gebauten Großgasmotoren wieder in Anwendung gekommen, und es hat den Anschein, als ob derselbe wegen seiner Überlegenheit dem Viertakt gegenüber in baulicher und wirtschaftlicher Hinsicht sich bei diesen Motoren bald weiteren Eingang verschaffen wird. Von den bestehenden Bauarten der Verbrennungsmotoren arbeitet nur der Dieselmotor als Gleichdruckmotor; alle übrigen Motoren sind Verpuffungsmotoren.

## a) Verpuffungsmotoren.

### 1. Viertaktmotoren.

Bei diesen Motoren dient der Cylinder abwechselnd als Pumpe und Kraftmaschine.

Während des ersten Aushubes des Kolbens saugt derselbe nach dem zuerst von Beau de Rochas (1811) in Vorschlag gebrachten Verfahren das Gasluftgemisch an und verdichtet dasselbe während des darauf folgenden Hubes. Im Totpunkte erfolgt die Zündung des verdichteten Gemisches durch Glühkörper oder elektrischen Funken, hierauf die Ausdehnung der Verbrennungsgase während des dritten und schließlich das Ausschieben der Abgase aus dem Cylinder beim vierten und letzten Hube.

Der volle Kreisprozeß verlangt hiernach vier Hübe (Takte) oder zwei Umdrehungen des Motors; drei Hübe dienen zum Laden und Entladen des Cylinders, und nur während des dritten Hubes findet die eigentliche Arbeitsleistung des Motors statt. Während des ersten, zweiten und vierten Kolbenhubes wird ein Teil der Nutzarbeit — etwa 5 bis 10 % derselben — wieder verbraucht.

Aus dem Indikatordiagramm (Fig. 789) ist das erläuterte Arbeitsverfahren deutlich erkennbar.

Es findet statt

von *a* bis *b* Ansaugen des Gasluftgemisches;
„ *b* „ *c* Verdichten des angesaugten Gemisches;
in *c* Entzündung des verdichteten Gemisches;
von *c* bis *d* Verbrennung (Verpuffung) der Ladung;
„ *d* „ *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
von *e* bis *b* Druckausgleich zwischen Cylinder und Außenluft (Auspuff);
„ *b* „ *a* Ausschieben der Abgase ins Freie.

Damit die Arbeitsperioden des Motors in der vorbeschriebenen Weise aufeinanderfolgen, macht die Steuerwelle, von der aus die Bewegungen der einzelnen Ventile — z. B. für Gas- und Luftzutritt, für den Einlaß des Gasluftgemisches in den Cylinder, für die Zündung und für den Auslaß der Verbrennungsgase — in der Regel durch Daumen und Rollenhebel abgeleitet werden, nur halb soviel Umdrehungen wie die Hauptwelle.

Man unterscheidet

halbwirkende und doppeltwirkende Viertaktmotoren,

je nachdem sich der Arbeitsvorgang nur auf einer oder — unabhängig voneinander — auf beiden Seiten des Cylinders abspielt, derart, daß

im letzteren Falle bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle eine Verbrennung stattfindet. Dies läßt sich auch durch Viertaktmotoren mit mehreren, je halbwirkenden Cylindern erreichen.

2. Zweitaktmotoren.

Bei diesen Motoren findet das Ansaugen und Vorverdichten (zuweilen auch die volle Verdichtung) des aus Gas und Luft bestehenden Gemisches in besonderen Pumpen statt, aus denen es in den Verbrennungscylinder übergeführt wird.

Die bisher entstandenen Zweitaktmotoren unterscheiden sich voneinander durch die Art des Austreibens der Abgase aus dem Verbrennungscylinder. Dasselbe erfolgt durch den rückkehrenden Arbeitskolben oder aber durch das eingelassene frische Gemisch, zuweilen auch durch besondere Spülluft.

In neuerer Zeit hat man versucht, die Abgase durch eine Hilfspumpe bezw. durch eine von dieser in einem besonderen Raume erzeugten Luftverdünnung abzusaugen.

In der gewöhnlichen Ausführungsform des Zweitaktes mit Ausspülung der Abgase während des Durchlaufens der äußeren Kolbenlage vollzieht sich die Verdichtung, Verpuffung und Ausdehnung der Ladung genau so wie bei Viertaktmotoren. Es findet jedoch, da das Gasluftgemisch bereits im vorverdichteten Zustande durch die Pumpen in den Motorcylinder gedrückt wird, bei jedem zweiten Hube eine Verbrennung statt.

Auch hier unterscheidet man

halbwirkende und doppeltwirkende Zweitaktmotoren,

je nachdem sich der beschriebene Arbeitsvorgang nur auf einer oder auf beiden Cylinderseiten abspielt. Im letzteren Falle erhält der Motor auf jede Umdrehung der Kurbelwelle zwei volle Antriebe; er arbeitet dann wie eine gewöhnliche Dampfmaschine.

## b) Gleichdruckmotoren.

Der hierher gehörige Dieselmotor arbeitet im Viertakt. Während des ersten Hubes saugt der Arbeitskolben durch ein Einlaßventil Luft an und verdichtet sie beim zweiten Hube so hoch, daß die Temperatur den Entzündungspunkt des Kraftstoffes erheblich überschreitet (bei Petroleum als Kraftstoff auf etwa 33 atm — entsprechend einer Temperatur von 550 bis 600° C). Kurz vor der inneren Totlage des Kolbens gelangt durch Einblaseluft von noch höherer Spannung (etwa 45 atm) mitgerissenes Petroleum in den Verdichtungsraum des Cylinders, verdampft und entzündet sich hier in der hohen Temperatur der verdichteten Luft, worauf, nachdem die Brennstoffzufuhr bei etwa 12% des dritten Kolbenhubes beendet ist, die Verbrennungsgase sich bis zur äußeren Totlage des Kolbens ausdehnen, um schließlich, wie bei jedem anderen Viertaktmotor, während des vierten Kolbenhubes durch ein Auslaßventil zu entweichen.



Fig. 790.

Das Indikatordiagramm (Fig. 790) läßt das Arbeitsspiel beim Dieselmotor deutlicher erkennen.

Es findet statt

von *a* bis *b* Ansaugen der Verbrennungsluft;
" *b* " *c* Verdichten der Luft bis auf etwa 33 atm;
" *c* " *d* Einspritzung und Verbrennung des Kraftstoffes;
" *d* " *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
von *e* bis *b* Druckausgleich (Auspuff);
" *b* " *a* Ausschieben der Abgase ins Freie.

## B. Kraftstoffe.

### a) Gase.

Zum Betriebe kleinerer Verbrennungsmotoren findet zumeist das gewöhnliche (Steinkohlen-)Leuchtgas, zum Betriebe größerer Motoren zumeist das nach dem Erfinder benannte Dowsongas (Kraftgas), unter Umständen das Gichtgas der Hochöfen, Koksofengas u. s. w., in holzreichen Gegenden auch das Holzgas Verwendung.

#### 1. Leuchtgas.

Die Zusammensetzung des Leuchtgases ist abhängig von dem verwendeten Rohmaterial (Kohle), von der Art der Herstellung, Reinigung u. dergl., so daß nur auf Grund genauer Analysen in jedem Einzelfalle die Verbrennung desselben rechnungsmäßig verfolgt werden kann.

Die Hauptbestandteile des Leuchtgases sind Wasserstoff, Grubengas, Kohlenoxyd, schwere Kohlenwasserstoffe, Kohlensäure und Stickstoff.

Die Schöttlersche Analyse eines Leuchtgases der Stadt Hannover ergab für 1 cbm desselben

Äthylen ($C_2H_4$) . 0,0211 cbm,
Propylen ($C_3H_6$) . 0,0037 "
Benzol ($C_6H_6$) . . 0,0069 "
Wasserstoff ($H$) . 0,4627 "
Grubengas ($CH_4$) . 0,3755 cbm,
Kohlenoxyd ($CO$) . 0,1119 "
Kohlensäure ($CO_2$) 0,0081 "
Stickstoff ($N$) . . . 0,0101 "

Mit Hilfe der Atomgewichte $O = 16{,}00$, $N = 14{,}00$, $H = 1{,}00$ und $C = 12{,}00$ läßt sich aus dem spezifischen Gewichte von 0,0867 kg/cbm Wasserstoff bei 0° C und 1 kg/qcm die folgende Tabelle berechnen.

| Gasart | Molekulargewicht | Dichte in bezug auf Wasserstoff | Spezifisches Gewicht | Spezifisches Volumen |
|---|---|---|---|---|
| | | | bezogen auf 0° C und 1 kg/qcm | |
| $C_2H_4$ | 28 | 14 | 1,215 | 0,824 |
| $C_3H_6$ | 42 | ·21 | 1,822 | 0,550 |
| $C_6H_6$ | 78 | 39 | 3,384 | 0,296 |
| $H_2$ | 2 | 1 | 0,087 | 11,54 |
| $CH_4$ | 16 | 8 | 0,694 | 1,440 |
| $CO$ | 28 | 14 | 1,215 | 0,824 |
| $CO_2$ | 44 | 22 | 1,909 | 0,525 |
| $N_2$ | 28 | 14 | 1,215 | 0,824 |

Es hat z. B. Äthylen ($C_2H_4$) das Molekulargewicht 2 . 12 + 4 = 28; die Dichte in bezug auf $H$ ist halb so groß, demnach = 14, das spezifische Gewicht somit 14 . 0,0867 = 1,215 und das spezifische Volumen 1 : 1,215 = 0,824.

Das spezifische Gewicht des Leuchtgases von der angenommenen Zusammensetzung ergibt sich nach der vorstehenden Tabelle zu

$0{,}0211 \cdot 1{,}215 + 0{,}0037 \cdot 1{,}822 + 0{,}0069 \cdot 3{,}384 + 0{,}4627 \cdot 0{,}087 + 0{,}3755 \cdot 0{,}694 + 0{,}1119 \cdot 1{,}215 + 0{,}0081 \cdot 1{,}909 + 0{,}0101 \cdot 1{,}215 = \mathbf{0{,}5203}$ kg/cbm,

oder es nimmt 1 kg desselben einen Raum von

$$1 : 0{,}5203 = \mathbf{1{,}922} \text{ cbm}$$

ein.

Es enthält nun 1 cbm Leuchtgas z. B. 0,0211 cbm = 0,0211 · 1,215 kg Äthylen ($C_2H_4$), also enthält 1 kg Leuchtgas von letzterem $\frac{0{,}0211 \cdot 1{,}215}{0{,}5203} =$ **0,049** kg. In analoger Weise findet man die Gewichte der anderen Gasarten. Es besteht 1 kg des betreffenden Leuchtgases sonach insgesamt aus

| | | |
|---|---|---|
| 0,049 kg Äthylen ($C_2H_4$), | | 0,501 kg Grubengas ($CH_4$), |
| 0,013 „ Propylen ($C_3H_6$), | | 0,261 „ Kohlenoxyd ($CO$), |
| 0,045 „ Benzol ($C_6H_6$), | | 0,030 „ Kohlensäure ($CO_2$), |
| 0,077 „ Wasserstoff ($H$) | | 0,024 „ Stickstoff ($N$). |

Die zur Verbrennung der einzelnen Gase erforderlichen **theoretischen Luftmengen** lassen sich, wie auch die bei der Verbrennung eintretende Veränderung des Gesamtvolumens, aus dem Sauerstoffbedarf der Gase ermitteln. Letzterer ergibt sich aus den folgenden, die Verbrennung kennzeichnenden Beziehungen.

Äthylen:

$$C_2H_4 + 6\,O = 2\,CO_2 + 2\,H_2O,$$
$$28 + 96 = 88 + 36 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 6 = 4 + 4 \text{ Raumteile.}$$

Propylen:

$$C_3H_6 + 9\,O = 3\,CO_2 + 3\,H_2O,$$
$$42 + 144 = 132 + 54 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 9 = 6 + 6 \text{ Raumteile.}$$

Benzol:

$$C_6H_6 + 15\,O = 6\,CO_2 + 3\,H_2O,$$
$$78 + 240 = 264 + 54 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 15 = 12 + 6 \text{ Raumteile.}$$

Wasserstoff:

$$2\,H + O = H_2O,$$
$$2 + 16 = 18 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumteile.}$$

Grubengas:

$$CH_4 + 4\,O = CO_2 + 2\,H_2O,$$
$$16 + 64 = 44 + 36 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 4 = 2 + 4 \text{ Raumteile.}$$

Kohlenoxyd:

$$CO + O = CO_2,$$
$$28 + 16 = 44 \text{ Gewichtsteile,}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumteile.}$$

Die atmosphärische Luft ist bekanntlich ein Gemisch von Sauerstoff und Stickstoff, und zwar enthält 1 cbm Luft 0,213 cbm $O$ und 0,787 cbm $N$, oder es besteht 1 kg Luft aus 0,236 kg $O$ und 0,764 kg $N$.

Zur Verbrennung von 1 kg Leuchtgas der oben angenommenen Zusammensetzung sind sonach theoretisch

$$\frac{1}{0{,}236}\left\{0{,}049 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{40}{13} + 0{,}077 \cdot 8 + 0{,}501 \cdot 4 + 0{,}261 \cdot \frac{4}{7}\right\} = \mathbf{13{,}22} \text{ kg},$$

oder zur Verbrennung von 1 cbm Gas

$$\frac{1}{0{,}213}\left\{0{,}0211 \cdot 3 + 0{,}0037 \cdot 4{,}5 + 0{,}0069 \cdot 7{,}5 + 0{,}4627 \cdot 0{,}5 + 0{,}3755 \cdot 2 + 0{,}1119 \cdot 0{,}5\right\} = \mathbf{5{,}50} \text{ cbm}$$

Luft erforderlich[1]).

Der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm dieses Gases dürfte etwa 7,5 cbm betragen.

Die Verbrennungsprodukte von 1 cbm Gas mit 5,50 cbm Luft berechnen sich dann wie folgt:

$$CO_2 = 0{,}049 \cdot \frac{22}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{22}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{44}{13} + 0{,}501 \cdot \frac{11}{4} + 0{,}261 \cdot \frac{11}{7} + 0{,}030 \quad . \; . = \; 2{,}16 \text{ kg} = 0{,}590 \text{ cbm},$$

$$H_2O = 0{,}049 \cdot \frac{9}{7} + 0{,}013 \cdot \frac{9}{7} + 0{,}045 \cdot \frac{9}{13} + 0{,}077 \cdot 9 + 0{,}501 \cdot \frac{9}{4} \quad . \; . \; . \; . \; . = \; 1{,}93 \text{ „} = 1{,}288 \text{ „}$$

$$N = 0{,}024 + 13{,}22 \cdot 0{,}764 \quad . \; . \; . \; . \; . = 10{,}13 \text{ „} = 4{,}338 \text{ „}$$

$$14{,}22 \text{ kg} = 6{,}216 \text{ cbm}.$$

Das ursprüngliche Volumen betrug $1 + 5{,}500 = 6{,}500$ cbm; nach der Verbrennung beträgt dasselbe 6,216 cbm. Es hat somit eine Zusammenziehung um 0,284 cbm = 4,4 % stattgefunden.

Um den Heizwert $h$ des Gases zu erhalten, ist die bei der Verbrennung desselben frei werdende Wärmemenge zu bestimmen.

Es entwickelt bei vollständiger Verbrennung:

| Gasart | $C_2H_4$ | $C_3H_6$ | $C_6H_6$ | $H$ | $CH_4$ | $CO$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 cbm = | 11110 | 10960 | 9830 | 28820 | 11890 | 2440 | $WE$ |
| 1 kg = | 13500 | 20000 | 33500 | 2500 | 8250 | 2960 | $WE$ |

Hiernach beträgt der Heizwert von 1 kg Leuchtgas der angenommenen Zusammensetzung

$$h = 0{,}049 \cdot 11\,110 + 0{,}013 \cdot 10\,960 + 0{,}045 \cdot 9830 + 0{,}077 \cdot 28\,820 + 0{,}501 \cdot 11\,890 + 0{,}261 \cdot 2440 = 9942 \; WE,$$

---

[1]) Es verbrennt nach vorstehendem z. B.

1 kg $C_2H_4$ mit $\frac{24}{7}$ kg $O$ zu $\frac{22}{7}$ kg $CO_2$ und $\frac{9}{7}$ kg $H_2O$,

oder 1 cbm „ „ 3 cbm $O$ „ 2 cbm $CO_2$ „ 2 cbm $H_2O$ u. s. w.

oder es läßt 1 cbm dieses Gases bei vollständiger Verbrennung

$$9942 \cdot 0{,}5203 = 5173 \; WE$$

frei werden.

Slaby gibt in seinen „Kalorimetrischen Untersuchungen" (S. 7) für schwere Kohlenwasserstoffe vom spezifischen Gewichte $\gamma$ die Erfahrungsformel

$$h = 1000 + 10\,500\,\gamma \; WE/\text{cbm},$$

bezogen auf 0° C und 760 mm Q.-S.

Die Gleichung gilt nicht nur für einzelne Kohlenwasserstoffe, sondern mit 0,5 bis 1 % Ungenauigkeit auch für Gemische aus solchen (Leuchtgas), wenn diese durchschnittlich etwa 4 % Kohlenwasserstoffe enthalten, einen Heizwert von mindestens 4900 $WE$ besitzen und ihr $\gamma$ genau bekannt ist.

In neuerer Zeit bestimmt man den Heizwert des Leuchtgases gewöhnlich unmittelbar mittels des Junkersschen Kalorimeters.

Dasselbe arbeitet fortlaufend, derart, daß ein stetig fließender Wasserstrom dem Apparat in jedem Augenblicke so viel Wärme entführt, als die Flamme erzeugt. Der Heizwert des zur Speisung der Flamme dienenden Gases läßt sich dann bestimmen nach der Gleichung

$$h_0 = \frac{W\,T}{G}.$$

Hierin bedeutet

- $G$ die Gasmenge, welche innerhalb einer gewissen Zeit zur Verbrennung kommt,
- $W$ die Wassermenge, welche innerhalb derselben Zeit durch den Apparat fließt,
- $T$ die Temperaturerhöhung, welche diese Wassermenge dabei erfährt.

Es sei z. B. für 10 l Gas das Gewicht des während des Versuches durch den Apparat geflossenen Wassers 1,717 kg, also für

$$G = 1000 \text{ l} = 1 \text{ cbm Gas},$$
$$W = 171{,}7 \text{ kg}.$$

Der Unterschied der während der Versuchsdauer an den beiden Wasserthermometern gemachten Ablesungen betrage

$$T = 29{,}77^0 \text{ C},$$

dann ist der Heizwert des Gases

$$h_0 = \frac{171{,}7 \cdot 29{,}77}{1} \sim 5111 \; WE/\text{cbm}.$$

In dem so gefundenen oberen Heizwert des Gases ist diejenige Wärmemenge mitgemessen, die bei der Kondensation des in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdampfes entsteht. Um dieselbe festzustellen, wird das Kondensationswasser während der Versuchsdauer in einem kleinen Meßgefäß aufgefangen, die Anzahl der von 1 l verbrannten Gases aufgefangenen Kubikcentimeter Kondenswasser mit 600 multipliziert und die so erhaltene Zahl von dem mit dem Kalorimeter gefundenen oberen Heizwert abgezogen, wodurch sich der untere Heizwert $h$ des Gases ergibt, der dann gewöhnlich noch auf 1 cbm Gas von 0° C, 760 mm Barometerstand und einem Heizwerte von 5500 $WE$/cbm zurückzurechnen ist. (Für Leuchtgas ist der untere Heizwert etwa 10 % geringer als der obere.)

Setzen wir voraus, es sei bei einem Versuche die Temperatur des in die Gasmaschine einströmenden und im Kalorimeter untersuchten Gases 12° C, und es verbrenne dasselbe unter einem Luftdruck von 725 mm Q.-S. Der obere Heizwert $h_0$ des Gases sei, wie oben, zu 5111 *WE*/cbm ermittelt. An Kondenswasser haben sich aus 1 cbm Gas 0,86 kg gebildet. Es kommen dann in Abzug 0,86 . 600 = 516 *WE*/cbm, so daß sich der untere Heizwert $h$ des Gases auf 5111 — 516 = 4595 *WE*/cbm stellt. Die Bremsleistung der Maschine habe im Mittel 30 $PS_n$, die während des zwei Stunden andauernden Versuches an der Gasuhr abgelesene Brennstoffmenge 42 cbm betragen.

Damit ergibt sich ein Gasverbrauch von

$$\frac{42}{30 \cdot 2} = 0{,}7 \text{ cbm für 1 } PS_n/\text{std},$$

oder es sind von der Maschine

$$0{,}7 \cdot 4595 = 3216 \; WE \text{ für 1 } PS_n/\text{std}$$

verbraucht worden.

Wie sich unter Umrechnung auf 0° C, 760 mm Barometerstand und 5500 *WE*/cbm der Heizwert von 1 cbm Gas und der Gasverbrauch (in cbm) verändert, geht aus nachfolgender Tabelle hervor.

| Temperatur des Gases in Grad (C) | Luftdruck in mm Q.-S. | Unterer Heizwert in *WE*/cbm | Gasverbrauch für 1 $PS_n$/std in cbm |
|---|---|---|---|
| 12 | 725 | 4595 | 0,700 |
| 0 | 725 | $4595 \frac{273+12}{273+0} = 4797$ | $0{,}700 \frac{4595}{4797} = 0{,}671$ |
| 0 | 760 | $4797 \frac{760}{725} = 5029$ | $0{,}671 \frac{4797}{5029} = 0{,}640$ |
| 0 | 760 | 5500 | $0{,}640 \frac{5029}{5500} = 0{,}585$ |

Güldner schlägt vor, bei Beurteilung der Wärmeausnutzung den Heizwert der Gase auf eine solche Spannung und Temperatur zurückzuführen, wie sie der Wirklichkeit nahezu entspricht. Dies ist der Fall, wenn als Normaldruck die metrische Atmosphäre = 735,5 mm Q.-S. und die in der Chemie und Physik längst gebräuchliche Normaltemperatur von 15° C angenommen wird. Dazu würde für Leuchtgas wohl als zweckmäßigster (unterer) Normalheizwert $h$ = 5000 *WE*/cbm kommen.

Die Dichte des Leuchtgases ist 0,35 bis 0,45 (Luft = 1), sein spezifisches Gewicht durchschnittlich etwa 0,52 kg/cbm.

Aus vielfachen Versuchen hat sich ergeben, daß bei atmosphärischer Spannung ein Gemisch von 1 R.-T. (Raumteil) Gas und 4 R.-T. Luft zu verbrennen beginnt und ein solches von 1 R.-T. Gas und 12 R.-T. Luft aufhört, entzündbar zu sein. Durch Verdichtung steigert sich die Entzündungsfähigkeit eines solchen Gemisches wie auch die bei der Verpuffung desselben auftretende Spannung.

Nach Güldner betragen für

| | reiche Gemische | arme Gemische |
|---|---|---|
| | Gas : Luft = 1 : 6 bis 1 : 7 R.-T. | 1 : 10 bis 1 : 15 R.-T. |
| die Entzündungstemperaturen etwa . . . . . . . . . . | 550 bis 600° C | 650 bis 750° C |
| die gebräuchlichen Verdichtungsspannungen . . . . . . | 3 „ 4,5 atm | 5,5 „ 8 atm |
| die Verpuffungsspannungen . . | 12 „ 18 „ | 15 „ 20 „ |
| die mittleren indizierten Kolbendrücke . . . . . . . . . | 3,5 „ 5,5 kg/qcm | 4 „ 6 kg/qcm. |

### 2. Dowsongas (Kraftgas).

Dowsongas ist ein Gemisch von Luft- und Wassergas; es wird erzeugt, indem man Luft und Wasserdampf gleichzeitig durch die glühende Koks- oder Kohleschicht eines Generators bläst, wobei die Kohlensäure der Verbrennungsgase zu Kohlenoxyd reduziert, der Dampf zu Wasserstoff und Kohlensäure zersetzt und letztere danach ebenfalls größtenteils zu Kohlenoxyd reduziert wird.

Das Dowsongas zeigt etwa folgende Zusammensetzung für 1 cbm desselben

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Kohlensäure . . . . . . . . | 0,05 | bis | 0,07 | cbm, |
| Kohlenoxyd . . . . . . . . | 0,22 | „ | 0,24 | „ |
| Kohlenwasserstoffe . . . . | 0,00 | „ | 0,04 | „ |
| Wasserstoff . . . . . . . . | 0,16 | „ | 0,18 | „ |
| Stickstoff . . . . . . . . . | 0,57 | „ | 0,47 | „ |

Man erhält aus 1 kg Gaskoks oder Anthrazit 4 bis 4,8 kg Kraftgas von durchschnittlich 1100 bezw. 1200 *WE*/cbm, wobei gewöhnlich 1 bis 2 kg Wasserdampf eingeblasen werden. Die Ausnutzung des in dem Brennstoffe enthaltenen Heizwertes beträgt in diesem Falle etwa 80% und mehr. Das Gas verläßt den Generator mit einer zwischen je zwei Beschickungen ständig ab- und zunehmenden Temperatur von 500 bis 800°; seine Dichte beträgt 0,84 bis 1,0, sein spezifisches Gewicht also 1,0 bis 1,2 kg/cbm. Zur vollkommenen Verbrennung von 1 cbm Kraftgas sind etwa 1,25 cbm Luft erforderlich.

In neuester Zeit ist es durh zweckmäßige Generatoren und Reiniger gelungen, auch magere (bituminöse) Kohlenarten für motorische Zwecke zu vergasen.

Die zur Erzeugung des Kraftgases dienenden Anlagen lassen sich außer nach der Art der zu vergasenden Brennstoffe und der hierdurch bedingten mehr oder weniger kräftigen Reinigung des Gases einteilen in solche mit besonders zu heizendem Hochdruckdampfkessel, der zum Betriebe eines Dampfgebläses dient, das Luft, mit Wasserdampf gemischt, unter den Rost des Generators drückt (Druckgasanlage mit Dampfkessel), und in solche ohne Dampfkessel. Bei den letzteren erfolgt die Zuführung der Vergasungsluft in verschiedener Weise.

Entweder wird die Luft mit einem Flügelventilator unter den Rost gedrückt (Druckgasanlage ohne Dampfkessel), oder das Gas durch einen solchen Ventilator aus dem Generator gesogen und der Verwendungsstelle unter Druck zugeführt (vereinigte Saug- und Druckgasanlage), oder aber es saugt der Motor selbst das Gas aus dem Generator an. Im letzteren Falle ist zum Anblasen des Generators ein Hilfsventilator notwendig, der während des normalen Betriebes abgestellt werden kann (Sauggasanlage).

Für kleine und mittlere Kraftleistungen (etwa bis 100 PS) gibt man den Sauggasanlagen den Vorzug, für größere Leistungen werden zumeist Druckgasanlagen mit Dampfkessel ausgeführt.

Fig. 791 zeigt eine Druckgasanlage mit Dampfkessel nach Ausführung der Deutzer Gasmotorenfabrik in Deutz.

In dem kleinen Dampfkessel *a* wird überhitzter Dampf erzeugt, der mitsamt der in einem Strahlgebläse *i* angesaugten Luft unter den Rost eines mit feuerfesten Steinen ausgemauerten Schachtofens *l* — des

Generators — tritt. Letzterem wird der Brennstoff durch einen Fülltrichter mit doppeltem Verschluß — Deckel *b* und Ventil *c* — zugeführt. Es wird zunächst der Deckel *b* entfernt und der Brennstoff in den Fülltrichter eingeworfen, dann dieser Deckel geschlossen und das Ventil *c* geöffnet, wonach der Brennstoff in den Ofenschacht gleitet. Die beim Anheizen entstehenden, zum Betriebe unbrauchbaren Feuerungsgase entweichen durch den geöffneten Hahn *m* in den Schornstein *n*. Sobald die Gasentwickelung gut ist, d. h. wenn das Probierflämmchen am Generator dunkelrot (und nicht mehr blau) brennt, wird der Hahn *m* geschlossen, und die Anlage ist betriebsfähig.

Das Gas tritt nun durch das Rohr *f* in den Wascher *g*, von hier durch den Sägemehlreiniger *h* und den Kokswäscher (Skrubber) *k* hin-

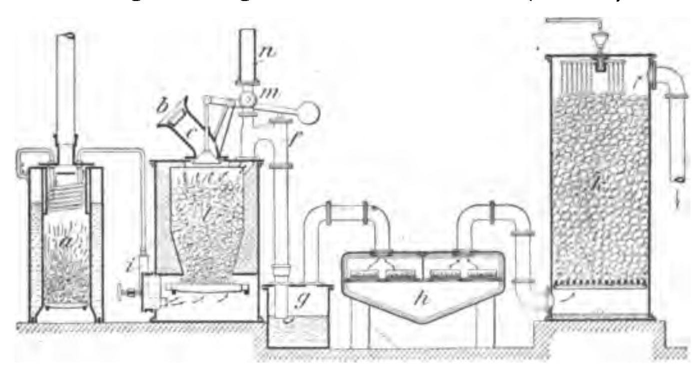



Fig. 791.

länglich gereinigt in eine unten auf Wasser gedichtete Reglerglocke, die dem erforderlichen Leitungsdrucke entsprechend belastet ist. Die Größe der mit dem Dampfzufluß für das Strahlgebläse *i* verbundenen Glocke ist so bemessen, daß sie zeitweilige Schwankungen im Gasverbrauche ausgleichen kann.

Neuere Druckgasanlagen der Gasmotorenfabrik Deutz, G e b r. K ö r t i n g u. a. sind mit einem Vorwärmer versehen, in welchem die Verbrennungsluft durch die Abhitze des erzeugten Gases vorgewärmt wird, bevor sie in das Gebläse strömt. Zuweilen findet noch eine Vorwärmung des zur Speisung des Dampfkessels dienenden Wassers durch die Abhitze des erzeugten Gases in einem besonderen Behälter statt. Auch die Wärme der Auspuffgase des Motors hat man zur Vorwärmung der Verbrennungsluft bezw. (bei Sauggasanlagen) zur Überhitzung des vordem durch die Wärme des erzeugten Gases verdampften Wassers nutzbar zu machen gesucht u. s. w.

Bei den in neuerer Zeit sehr in Aufnahme gekommenen S a u g g a s a n l a g e n geschieht das Einführen der Luft durch die Saugwirkung des Motors in den unteren Teil des Generators und die Erzeugung des Wasserdampfes durch die in dem letzteren frei werdende Wärme ohne Zuhilfenahme einer besonderen Feuerung. Ist nach erfolgtem Anblasen des Generators mittels des Ventilators brauchbares Gas vor-

handen, so wird letzterer abgestellt und der Motor in Betrieb gesetzt; derselbe saugt dann selbsttätig das Gas durch den Generator an. Da

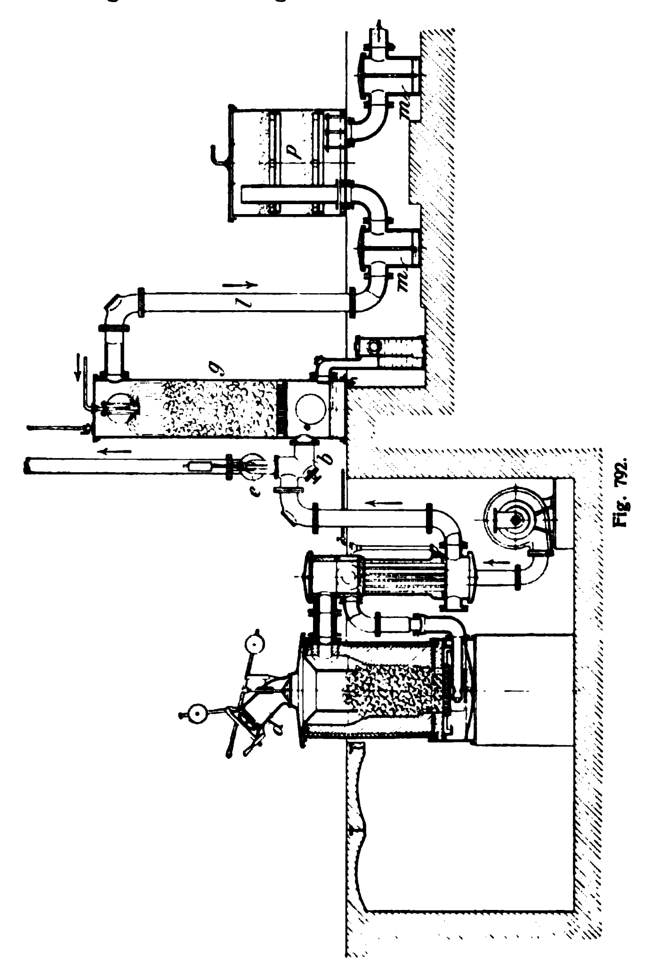



Fig. 792.

die erzeugte Gasmenge dem jeweiligen Bedarfe entspricht, läßt man bei kleinen Anlagen häufig die Reglerglocken fort, obwohl sie mit Rücksicht auf Schwankungen in der Gasentnahme sehr zweckmäßig sind.

Eine größere Sauggasanlage von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist in Fig. 792 dargestellt.

Der Generator *a* besteht aus einem gußeisernen, cylindrischen Untersatze mit verschließbaren Reinigungsöffnungen und einem schmiedeisernen Mantel, in dessen unteren Teile auf einem ringförmigen Vorsprunge sich ein gußeiserner Ring befindet, auf den die feuerfeste Ausmauerung des Ofens aufgeführt ist. Unter der Schachtöffnung ist ein Planrost angebracht.

Durch einen an der Seite des Generators befindlichen Trichter mit Syphon wird Wasser unter den Rost eingeführt, welches diesen kühlt und gleichzeitig die Verbrennungsluft anfeuchtet. In den oberen Teil des Schachtes ist ein gußeiserner Trichter eingebaut, durch den die Höhe der glühenden Kohlenschicht bestimmt wird. Der Deckel des Generators ist mit einem umklappbaren Fülltrichter *d* mit doppeltem Verschluß versehen und am unteren Ende des Generators ist ein Stutzen zum Einlassen der Verbrennungsluft angebracht, in den — konzentrisch zum Luftstrom — das vom Verdampfer kommende Rohr einmündet.

Das erzeugte Gas tritt oben seitlich aus dem Generator aus und durchströmt dann den Verdampfer. Letzterer bildet ein cylindrisches Gefäß mit oberer und unterer Kammer, die durch Rohre miteinander verbunden sind. Diese Rohre werden von den heißen Gasen durchströmt, sodaß eine Verdampfung des dieselben umgebenden Wassers stattfindet. Der Stand des letzteren wird durch einen Trichter mit Überlauf selbsttätig in konstanter Höhe gehalten.

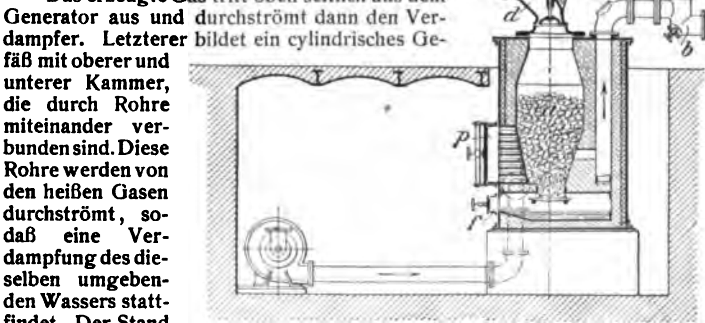


Fig. 793.

Aus dem Verdampfer tritt das Gas, je nach Stellung eines in dem anschließenden Rohrstücke befindlichen Schiebers *e*, ins Freie oder aber durch Rohr *b* in den mit Koks angefüllten Skrubber *g*, sodann nach erfolgter Reinigung und Abkühlung in diesem durch Leitung *l* in einen Wassertopf *m*, aus dem es — bei Herstellung aus einem minderwertigen Material — noch in einen Sägespänereiniger *p*, von hier — nach dem Durchströmen eines zweiten Wassertopfes *m* — in den Gasdruckregler bezw. in den Motor gelangt.

Für die Vergasung von Anthrazit werden bei den Sauggasanlagen die Sägemehlreiniger vielfach fortgelassen; man bekommt dann die typische Form kleiner derartiger Anlagen, die nur aus einem Generator, Verdampfer und Koksskrubber bestehen.

Die Gasmotorenfabrik Deutz legt bei ihren kleineren Sauggasanlagen den Verdampfer in den oberen Teil des Generators, womit die Anlage eine weitere Vereinfachung erfährt.

Um auch bituminöse Brennstoffe, insbesondere Torf und Braunkohlen vergasen zu können, lassen Gebr. Körting in ihrem sog. Torfgenerator (Fig. 793) die Verbrennungsluft durch den Vorraum *p*,

die Roste und durch die Öffnung *f* in die Brennstoffsäule des Generators *a* treten. Der Brennstoff wird von oben in den Trichter *d* eingefüllt und rutscht allmählich nach unten, wobei eine trockene Destillation in den oberen Schichten desselben stattfindet. Die entstehenden Schwelgase ziehen jedoch nicht unmittelbar ab, sondern sie werden gezwungen, durch die unteren glühenden und bereits entgasten Schichten des Brennmaterials hindurchzutreten. Hierbei werden die Teergase zersetzt und in permanente Gase zerlegt.

Aus dem Generator tritt das Gas beim Anblasen durch den Schieber *e*

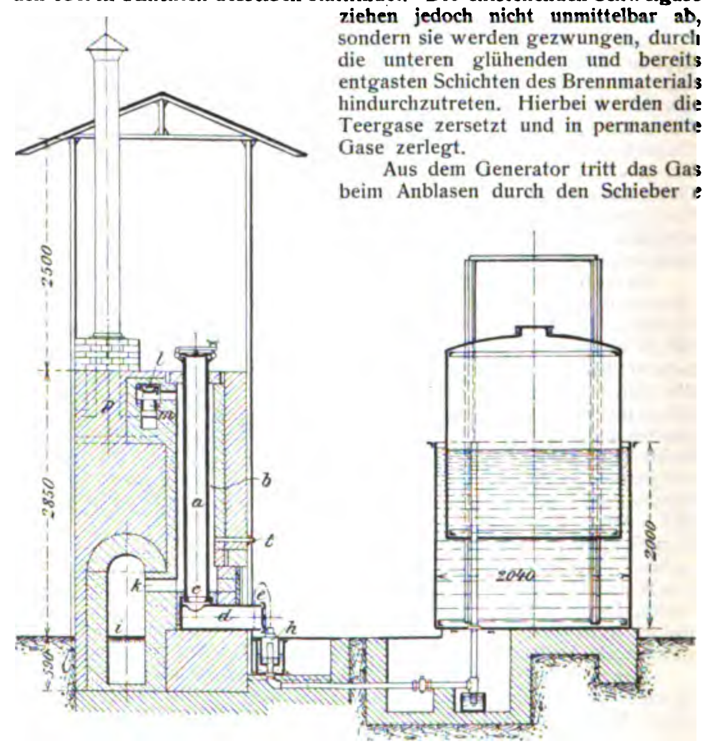



Fig. 794.

ins Freie und sobald es für den Motor brauchbar ist, durch das Rohr *b*, in gleicher Weise wie in Fig. 792 dargestellt ist, in einen Skrubber u. s. w., schließlich in den Motor.

### 3. Holzgas.

Der in Fig. 794 ersichtliche, zum Erzeugen von Holzgas als Betriebsmittel für Motoren dienende Generator Riché besteht aus einem gemauerten Ofen mit Feuerungsraum *i*, auf dessen Rost mit Kohlen, Holzabfällen oder dergl. ein lebhaftes Feuer unterhalten wird. Die Heizgase treten durch wagerechte Kanäle *k* in zwei aufsteigende Schächte *b*, in denen gußeiserne, mit Holzstücken angefüllte Retorten aufgestellt sind, deren Unterteile auf einer mittleren Temperatur von

etwa 900° C gehalten werden. Durch eiserne Rohre *t*, welche außen mit Glasscheiben verschlossene Kupferstutzen tragen, läßt sich die jeweilige Temperatur der Retorten beobachten.

Aus den Schächten *b* treten die Heizgase durch wagerechte Kanäle *l*, deren jeder mit einer Regelvorrichtung versehen ist, in einen gemeinsamen Kanal *m*, aus diesem durch den Kanal *p* in den Schornstein.

Jede Retorte besteht aus zwei Teilen: einem lotrechten Cylinder *a*, in dem die trockene Destillation des Holzes stattfindet, und aus einem sich anschließenden wagerechten Cylinder *d*, in dem sich die Rückstände der Destillation ansammeln. Die Verbindung der durch Deckel fest verschlossenen beiden Cylinder besteht aus einer mittels Asbest abgedichteten Ringnut *c* des wagerechten Cylinders *d*, in welche der untere Teil des lotrechten Cylinders *a* eingreift.

Die im oberen Teile der Retorte überdestillierten Gase bestehen im Mittel aus 20% Kohlensäure, 20% Kohlenoxyd, 15% Kohlenwasserstoff und 45% Wasserstoff. Sie treten durch Öffnungen *e* im vorderen Teile der wagerechten Cylinder *d* sowie durch angebrachte Krümmer in einen Wascher *h*, darauf in den Gasbehälter.

Der Heizwert des Holzgases beträgt im Mittel 3100 *WE*/cbm. Versuche ergaben bei der Destillation von 1400 g Holz mit 560 g Steinkohlen mittlerer Güte im normalen Betriebe 1000 l Gas von 3000 *WE*/cbm und mindestens 260 g gute Holzkohle. Bei Holzfeuerung sind die 560 g Steinkohlen durch 1200 bis 1600 g Holz oder Holzabfälle zu ersetzen. Damit ergibt sich ein gesamter Holzverbrauch von 3 kg für 1 PS/std; außerdem werden noch 260 g Holzkohlen gewonnen[1]).

## b) Die flüssigen Kraftstoffe.

Diese Kraftstoffe sind vor ihrer Mischung mit der Verbrennungsluft zu verdampfen. Hierzu eignen sich am besten diejenigen Destillate des Rohpetroleums — Benzin und verwandte leichte Kohlenwasserstoffe (Gasolin, Ligroin) —, die schon bei mittlerer Temperatur der Luft verdunsten und mit dieser ein zündfähiges Gemisch bilden. Es genügt deshalb, die Luft durch ein mit flüssigem Benzin gefülltes Gefäß zu leiten, in welchem sie sich mit Benzin sättigt (Verdunstungskarburation) oder aber die erforderliche Benzinmenge durch einen Luftstrom mittels Düsen oder dergl. zu zerstäuben (Einspritzkarburation).

Der mittlere Heizwert des Benzins beträgt 11000 *WE*/kg, sein spezifisches Gewicht 0,670 bis 0,707 kg/l; der Siedepunkt liegt zwischen 65° und 90° C. Zur Verbrennung von 1 kg Benzin sind im Mittel etwa 17 cbm Luft erforderlich.

Bei genau gegebener Zusammensetzung kann für die Heizwertbestimmung des Benzins die sog. Verbandsformel (s. Anhang) Anwendung finden. Setzt man darin statt 8100 und 29000 die genauen Werte der Verbrennungswärme (für $C = 8080$ *WE*, für $H = 28800$ *WE*) und den Anteil statt in Kilogramm in Gewichtsprozent, so ist der Heizwert

$$h = 80{,}8\,C + 288\left(H - \frac{O}{8}\right)\ WE/\text{kg}.$$

[1]) Revue industrielle, 9. Juni 1900, S. 218.

Nach Güldner beträgt für Benzin, Gasolin, Ligroin u. s. w.

die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 500 bis 550° C,
" gebräuchliche Verdichtungsspannung . . 2 " 4 atm
(beim Banki-Motor mit Wassereinspritzung 12 bis 15 atm),
" Verpuffungsspannung . . . . . . . 12 bis 20 atm
(beim Banki-Motor bis 40 atm),
der mittlere indizierte Kolbendruck . . . . 4 " 5,5 kg/qcm.

Auch Spiritus ist für Kraftmaschinenbetrieb gut verwendbar; sein Verkaufspreis steht im allgemeinen etwas höher als derjenige des Benzins, doch hat Spiritus vor diesem den Vorteil, daß seine Abgase nicht unangenehm riechen.

Zur Vergasung des Spiritus ist ein besonderer Verdampfer erforderlich, der beim Anlassen des Motors etwas angewärmt, nachdem durch die Abgase desselben geheizt wird. Der mittlere Heizwert für Rohspiritus von 90 Vol.-Proz. beträgt 5700 *WE*/kg, sein spezifisches Gewicht 0,83 kg/l. Zur Verbrennung von 1 kg dieses Kraftstoffes sind etwa 10 cbm Luft erforderlich.

Um den Heizwert zu erhöhen, wird in neuerer Zeit bei fahrbaren Motoren der Spiritus mit 10 % bis 50 % Benzol angereichert (karburiert).

Als weiteres Destillationsprodukt des Rohpetroleums findet gewöhnliches Lampenpetroleum (spezifisches Gewicht 0,78 bis 0,86 kg/l, Siedepunkt über 150° C) zum Maschinenbetriebe Verwendung.

Das Petroleum zeigt im Gegensatz zum Benzin bei gewöhnlichen Temperaturen fast keine Verdunstung; ein Gemisch von Luft und Petroleum in fein verteiltem Zustande ist daher nicht ohne weiteres zündbar. Um dies zu erreichen, muß das flüssige Petroleum zuvor in besonderen, beheizten Vergasern oder an genügend heißen Teilen des Cylinderkopfes verdampft werden. Das Anlassen der Maschine verlangt dann, wie beim Spiritusbetriebe, eine vorherige Beheizung der Vergaserwände. Die heißen Vergaserwände dienen häufig auch zur Zündung der verdichteten Ladung, oder aber es wird die Zündung derselben durch besondere Glühkörper bewirkt. Sind Heizlampen für letztere vorhanden, so beheizen diese gleichzeitig auch die Vergaserwände.

Der Heizwert des Lampenpetroleums beträgt durchschnittlich 10 500 *WE*/kg; zur Verbrennung von 1 kg Petroleum sind etwa 20 cbm Luft erforderlich.

Nach Güldner beträgt für Petroleum, Solaröl, Rohspiritus u. s. w.

die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 530 bis 580° C,
" gebräuchliche Verdichtungsspannung . 3 " 5 atm
(beim Diesel-Motor 32 bis 35 atm),
" Verpuffungsspannung . . . . . . . . 10 " 18 "
der mittlere indizierte Kolbendruck . . . 3,5 " 5 kg/qcm.

## C. Der Kreisprozeß der Verbrennungsmotoren.

### a) Das Verpuffungsverfahren.

Hat der Verdichtungsraum — mit Bezug auf das in Fig. 795 dargestellte theoretische Spannungsdiagramm — die Größe $v_2$, so tritt die Luft während des Kolbenweges 01 mit der Außenspannung $p_1$ und der Außentemperatur $T_1 = 273 + t_1$ (absolute Temperatur) in den

Cylinder ein und bildet durch Mischung mit den Verbrennungsgasen, welche sich im Verdichtungsraume befinden, die Ladung. Dieselbe wird beim ersten Rückgange des Kolbens, gemäß der Adiabate $\overline{12}$, auf das Volumen $v_2$ verdichtet, so daß die Spannung auf $p_2$ und die Temperatur auf $T_2$ steigt; dann erfolgt die Zündung, wodurch Spannung und Temperatur eine weitere Steigerung auf $p_3$ bezw. $T_3$ erfahren, hierauf die adiabatische Ausdehnung der Verbrennungsgase bis zum Volumen $v_1$, was der Austrittspannung $p_4$ und der Austritttemperatur $T_4$ entspricht. In 4 öffnet sich das Auspuffventil; Spannung und Temperatur sinken wieder auf $p_1$ bezw. $T_1$ und schließlich werden die Abgase mit atmosphärischer Spannung aus dem Cylinder ins Freie getrieben.

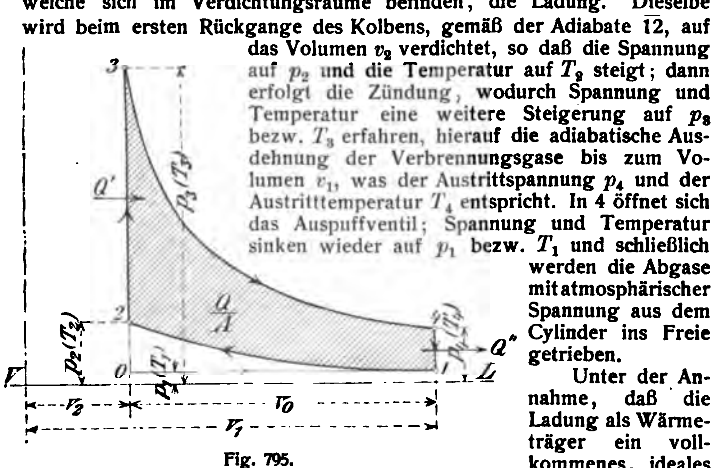



Fig. 795.

Unter der Annahme, daß die Ladung als Wärmeträger ein vollkommenes, ideales Gas sei und in einem wärmedichten Cylinder einen geschlossenen, umkehrbaren Kreisprozeß durchmache, findet sich der thermische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der in indizierte Arbeit umgesetzten Wärme $Q = Q' - Q''$ zu der zugeführten Wärme $Q'$ nach Gl. 93 (S. 600) zu

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{T_1}{T_2}.$$

Bezeichnet $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ das Verdichtungs- bezw. Ausdehnungsverhältnis, so ist auch (vergl. S. 575)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} = 1 - \varepsilon^{1-x} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \mathbf{131}$$

Hiernach hängt der thermische Wirkungsgrad $\eta_t$ der Verpuffungsmotoren von dem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon$, also von der Verdichtungsspannung $p_2$ ab; er ist außerdem von der Größe des spezifischen Wärmeverhältnisses $x = \frac{c_p}{c_v}$ abhängig ($c_p$ und $c_v$ bedeuten die spezifischen Wärmen bei unveränderlichem Druck bezw. unveränderlichem Volumen), doch ist der Einfluß desselben auf $p_2$ nur gering.

Nach Güldner ist für $\varepsilon = 5$ der thermische Wirkungsgrad bei einem Leuchtgasgemisch

$$1:6, \quad \text{dessen } x = 1{,}354, \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{6^{0,354}} = 0{,}435;$$

$$1:13{,}5, \quad \text{dessen } x = 1{,}383, \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{5^{0,383}} = 0{,}461.$$

Der Unterschied beträgt

$$\frac{0{,}461 - 0{,}435}{0{,}435}\,100 = \frac{2{,}6}{0{,}435} = 6\,\%.$$

Das schwache Gemisch liefert mithin einen um 6 % besseren Wirkungsgrad $\eta_t$ des Kreisprozesses als das reiche.

Man soll deshalb möglichst gasarme Ladungen verwenden und diese möglichst hoch verdichten.

Die Erfahrung lehrt aber, daß Verdichtungsgrade über $\varepsilon = 8$ bei Verpuffungsmotoren keinen erheblichen Vorteil in der Wärmeausnutzung mehr bieten und daß die wirtschaftliche Höchstverdichtung zwischen 16 und 20 atm liegen wird.

Die nachstehende Tabelle enthält thermische Wirkungsgrade $\eta_t$ des Verpuffungsverfahrens für verschiedene $\varepsilon$ und $x$.

| $\varepsilon =$ | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $x = 1{,}20$ | 0,129 | 0,167 | 0,197 | 0,221 | 0,242 | 0,260 | 0,275 | 0,301 | 0,322 | 0,340 |
| $x = 1{,}25$ | 0,159 | 0,205 | 0,240 | 0,269 | 0,293 | 0,313 | 0,331 | 0,361 | 0,385 | 0,405 |
| $x = 1{,}30$ | 0,188 | 0 241 | 0,281 | 0,313 | 0,340 | 0,363 | 0,383 | 0,416 | 0,442 | 0,464 |
| $x = 1{,}35$ | 0,216 | 0,274 | 0,319 | 0,355 | 0,384 | 0,409 | 0,431 | 0,466 | 0,494 | 0,517 |
| $x = 1{,}40$ | 0,248 | 0,313 | 0,363 | 0,402 | 0,434 | 0,460 | 0,483 | 0,520 | 0,550 | 0,574 |

Der thermische Wirkungsgrad läßt sich auch mittels der bekannten Gleichungen der Wärmetheorie bestimmen.

Es ist zunächst die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes, nach Gl. 89 (S. 597),

$$L_a = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1}\right] = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x-1}\left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1}\right] = \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_3 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) - \frac{p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) =$$

$$\frac{p_3 v_2 - p_2 v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right) = \frac{(p_3 - p_2)\,v_2}{x-1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge $Q'$ ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_v}{A}\,(T_3 - T_2) = \frac{c_v\, v_2}{A\,R}(p_3 - p_2) = \frac{(p_3 - p_2)\, v_2}{x-1}.$$ [1]

[1] Es ist, wenn $c_p$ und $c_v$ die spezifische Wärme des Gases bei unverändertem Drucke bezw. bei unverändertem Volumen und $R$ die Gaskonstante (vergl. S. 575) bedeuten

$$c_p - c_v = A\,R,$$

oder

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} = \frac{A\,R}{c_v} = x - 1.$$

Dividiert man mit dieser Gleichung in $L$, so ergibt sich der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses zu

$$\eta_t = \frac{L}{L'} = \frac{\frac{(p_3 - p_2) v_2}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)}{\frac{(p_3 - p_2) v_2}{x - 1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} = 1 - \varepsilon^{1-x},$$

d. h. genau wie vorher.

Durchschnittswerte von $c_p$, $c_v$ und $x$ für Luft und Verbrennungsgase sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

| | $c_p$ | $c_v$ | $\frac{c_p}{c_v} = x$ |
|---|---|---|---|
| Luft, rein und trocken . . | 0,2375 | 0,1684 | 1,410 |
| Verbrennungsgase von Leuchtgasgemischen 1 : 6 | 0,268 | 0,198 | 1,356 |
| 1 : 9 | 0,259 | 0,189 | 1,370 |
| 1 : 12 | 0,254 | 0,184 | 1,380 |

## b) Das Dieselverfahren.

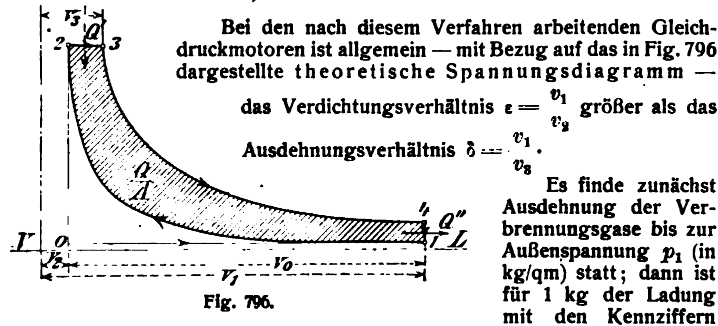



Fig. 796.

Bei den nach diesem Verfahren arbeitenden Gleichdruckmotoren ist allgemein — mit Bezug auf das in Fig. 796 dargestellte theoretische Spannungsdiagramm — das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ größer als das Ausdehnungsverhältnis $\delta = \frac{v_1}{v_3}$.

Es finde zunächst Ausdehnung der Verbrennungsgase bis zur Außenspannung $p_1$ (in kg/qm) statt; dann ist für 1 kg der Ladung mit den Kennziffern des Diagramms die

zugeführte Wärmemenge $Q' = c_p (T_3 - T_2)\, WE$,
abgeführte „ $Q'' = c_v (T_4 - T_1)\, WE$.

Wegen des vorausgesetzten adiabatischen Verlaufes der Verdichtungs- und Ausdehnungslinie ist

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} = T_2\, \varepsilon_1 \text{ und } T_4 = T_1 \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^x = T_1\, \varepsilon_1^x,$$

somit auch

$$Q' = c_p\, T_2 (\varepsilon_1 - 1) \text{ und } Q'' = c_v\, T_1 (\varepsilon_1^x - 1)$$

und es folgt für den thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{Q''}{Q'} = 1 - \frac{c_v\, T_1 (\varepsilon_1^x - 1)}{c_p\, T_2 (\varepsilon_1 - 1)}$$

oder, da

$$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{x} \text{ und } \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{x-1}},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{x} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{\varepsilon^{x-1}(\varepsilon_1 - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x(\varepsilon_1 - 1)} \quad . \quad . \quad \mathbf{132}$$

Hiernach ist der thermische Wirkungsgrad der Gleichdruckmotoren außer von dem Verdichtungsgrade $\varepsilon$ und dem spezifischen Wärmeverhältnis $x$ noch von dem Volldruckverhältnis $\varepsilon_1 = \frac{v_3}{v_2}$ wesentlich abhängig.

Bei einer höchsten Verbrennungsspannung der Luft von $p_2 = 33$ atm ergibt sich, wenn z. B. $x = 1{,}41$, $\varepsilon = 1{,}3$ und $\varepsilon_1 = 1{,}5$ bezw. 3,0 angenommen wird,

$$\eta_t = 0{,}616 \text{ bezw. } 0{,}540.$$

Es nimmt somit der thermische Wirkungsgrad $\eta_t$ von Diesel-Motoren bei abnehmender Belastung, also kleinerem $\varepsilon_1$, merklich zu. Dies hat sich im praktischen Betriebe voll bestätigt.

Zu der Gl. 132 gelangt man ebenfalls durch die Beziehungen der Wärmearbeiten.

Es ist die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes

$$L_a = p_2'(v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}}\right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \left[p_2(v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{x-1}}\right)\right] - \frac{p_2 v_2}{x - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}}\right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge $Q'$ ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_p p_2}{AR}(v_3 - v_2) = \frac{x}{x - 1} p_2 (v_3 - v_2),$$

woraus durch Division in $L$ der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses

$$\eta_t = \frac{L}{L'} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x(\varepsilon_1 - 1)}$$

sich wie vorher bestimmt.

### c) Die indizierte Wärmearbeit.

Die wirkliche indizierte Wärmearbeit ist, wenn $p_i$ den mittleren indizierten Kolbendruck (in kg/qcm) in den Fig. 789 und 790 ersichtlichen Diagrammen bedeutet,

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{424} = 0{,}0023585\, p_i v_0 \; WE,$$

bezw.

$$L_i = Q_i 424 = p_i v_0 \text{ mkg},$$

worin, bei gegebenem $p_i$, $N_i$ und $n$, das Kolbenhubvolumen $v_0$ (in cbm) aus

$$N_i = \frac{v_0\, p_i\, 2\, n}{4 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0\, p_i\, n}{9000} \text{ für Viertaktmotoren}$$

und aus

$$N_i = \frac{v_0\, p_i\, 2\, n}{2 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0\, p_i\, n}{4500} \text{ für Zweitaktmotoren}$$

zu ermitteln ist.

Bei einem stündlichen Verbrauch von $C_s$ (kg oder cbm) Kraftstoff, dessen mittlerer Heizwert $h$, beträgt der wirkliche Wärmeaufwand für jeden Verbrennungshub

$$Q_w = \frac{C_s\, h}{30\, n} \text{ (Viertakt) bezw. } Q_w = \frac{C_s\, h}{60\, n} \text{ (Zweitakt)}$$

und die entsprechende Wärmearbeit eines Hubes

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s\, h\, 424}{30\, n} = \frac{14{,}133\, C_s\, h}{n} \text{ mkg (Viertakt),}$$

bezw.

$$L_w = \frac{C_s\, h\, 424}{60\, n} = \frac{7{,}067\, C_s\, h}{n} \text{ mkg (Zweitakt).}$$

Der indizierte thermische Wirkungsgrad ist dann

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i\, 75 \cdot 3600}{C_s\, h\, 424} \sim \frac{637\, N_i}{C_s\, h}.$$

Das Verhältnis der beiden thermischen Wirkungsgrade

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \rho$$

liefert den Gütegrad ausgeführter Motoren in Bezug auf Wärmeausnutzung bezw. den Völligkeitsgrad des Diagrammes.

Unter Berücksichtigung der Eigenwiderstände $N_r$ (in $PS_i$) der Maschine beträgt die nutzbare Leistung derselben

$$N_n = N_i - N_r$$

und der mechanische Wirkungsgrad der Maschine

$$\eta_m = \frac{N_i - N_r}{N_i} = \frac{N_n}{N_i},$$

wofür unter Benutzung der zu $N_i$, $N_n$ und $N_r$ gehörigen mittleren Kolbendrücke $p_i = p_n + p_r$ kg/qcm auch geschrieben werden kann

$$\eta_m = \frac{p_i - p_r}{p_i} = \frac{p_n}{p_i}.$$

Hiermit findet sich der für die Praxis ausschlaggebende wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\eta_w = \rho\, \eta_t\, \eta_m = \eta_i\, \eta_m$$

oder mit Bezug auf den Wärmeverbrauch

$$\eta_w = \frac{N_i\, \eta_m\, 75 \cdot 3600}{424\, C_s\, h} = \frac{N_n\, 75 \cdot 3600}{424\, C_s\, h} = \frac{636{,}8\, N_n}{C_s\, h} \sim \frac{637\, N_n}{C_s\, h}.$$

Erfahrungsmäßig ist $\rho = 0{,}4$ bis 0,75, je nach Größe und Güte der Maschine, $\eta_m = 0{,}75$ bis 0,9; Werte für $\eta_t$ sind mittels der vorstehenden Gl. 131 bezw. 132 zu berechnen.

## D. Ermittelung der Hauptmafse[1]).

Die einfachste und sicherste Grundlage für die Ermittelung der Hauptmaße der Verbrennungsmotoren bietet sich in dem Gewichte der erforderlichen Verbrennungsluft.

Es sei

$N$ die Nennleistung eines Motors in PS (gewöhnlich 0,75 bis 0,85 der erreichbaren Höchstleistung),

$n$ die Anzahl der Uml/min,

$D$ der Kolbendurchmesser in m,

$s$ der Kolbenhub in m,

$v_0 = 0{,}785\, D^2 s$ das Kolbenvolumen in cbm,

$v_0' = \eta_v v_0$ die wirklich angesaugte Gemischmenge im Normalzustande in cbm,

$L$ der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm bezw. 1 kg Kraftstoff in cbm,

$L_h$ der wirkliche Luftbedarf eines Saughubes bei der Nennleistung $N$ in cbm,

$C_s$ der stündliche Kraftstoffverbrauch für die Nennleistung $N$ in cbm bezw. in kg,

$C$ desgleichen für 1 $PS_n$/std,

$C_h$ „ „ einen Saughub,

$h$ der Heizwert des Kraftstoffes für 1 cbm bezw. 1 kg in $WE$,

$\eta_v = \frac{v_0'}{v_0}$ der volumetrische Wirkungsgrad des Saughubes,

$\eta_w = \frac{N\,75 \cdot 3600}{424\, C_s h} \sim \frac{637\, N}{C_s h}$ der wirtschaftliche Wirkungsgrad.

Dann ist zunächst allgemein für Viertaktmotoren

$$C_s = \frac{N\,75 \cdot 3600}{424\, h\, \eta_w} = \frac{636{,}8\, N}{h\, \eta_w};$$

$$C_h = \frac{N\,75 \cdot 60 \cdot 2}{424\, h\, \eta_w\, n} = \frac{21{,}23\, N}{h\, \eta_w\, n};$$

$$L_h = \frac{C_s L}{30\, n} = \frac{636{,}8\, N L}{30\, h\, \eta_w\, n} = \frac{21{,}23\, N L}{h\, \eta_w\, n}.$$

---

[1]) Vergl. H. Güldner, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 606.

### a) Motoren für gasförmige Kraftstoffe.

Die während eines Saughubes in den Cylinder gelangende Ladung

$$v_0' = C_h + L_h$$

erfordert ein wirksames Kolbenvolumen

$$v_0 = 0{,}785\, D^2 s = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{21{,}23\, N(1 + L)}{h\, \eta_w\, n\, \eta_v}.$$

Durch Auflösung nach den drei veränderlichen Hauptwerten $D$, $s$ und $n$ folgt hieraus

$$\left.\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27{,}03\, N(1 + L)}{h\, \eta_w\, s\, n\, \eta_v}}\ \text{m} \\ s &= \frac{27{,}03\, N(1 + L)}{h\, \eta_w\, D^2\, n\, \eta_v}\ \text{m} \\ n &= \frac{27{,}03\, N(1 + L)}{h\, \eta_w\, D^2\, s\, \eta_v} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{133}$$

### b) Motoren für flüssige Kraftstoffe.

Da bei diesen das Mischungsverhältnis, selbst wenn der Kraftstoff im dampfdichten Zustande in den Cylinder eingeführt wird, erheblich kleiner ist als bei den reichsten Gasarten, kann unter Vernachlässigung des Kraftstoffvolumens gesetzt werden

$$v_0 = 0{,}785\, D^2 s = \frac{L_h}{\eta_v} = \frac{21{,}23\, N L}{h\, \eta_w\, n\, \eta_v}\ \text{cbm};$$

hieraus folgt

$$\left.\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, s\, n\, \eta_v}}\ \text{m} \\ s &= \frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, D^2\, n\, \eta_v}\ \text{m} \\ n &= \frac{27{,}03\, N L}{h\, \eta_w\, D^2\, s\, \eta_v} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad \mathbf{134}$$

Die in die Gleichungen 133 bis 134 einzusetzenden Zahlenwerte für die Wirkungsgrade $\eta_w$ und $\eta_v$ können den nachstehenden Tabellen I und II entnommen werden; desgleichen sind in Tabelle I Durchschnittswerte der Heizkraft und des Luftbedarfes für die hauptsächlichsten Kraftstoffe gegeben. Der in Spalte 5 bis 9 (Tabelle I) enthaltene Kraftstoffverbrauch setzt zeitgemäße Ausführung und geordnete praktische Betriebsverhältnisse voraus.

Der Verbrauch der Zünd- und Heizlampen ist an der inneren Arbeitsleistung nicht beteiligt und deshalb in den Angaben für den Kraftstoffverbrauch $C$ unberücksichtigt geblieben; hingegen ist bei den Kraftgasmotoren der Brennstoffverbrauch des kleinen Dampfkessels (Druckgasanlagen mit Dampfkessel) eingerechnet.

## I. Eigenschaften und Ausnutzung der Kraftstoffe.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | 6 | | 7 | | 8 | | 9 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kraftstoffe | Mittlerer Heizwert für 1 cbm (kg) $h$ WE | Luftbedarf theoretisch $L_0$ für 1 cbm (kg) cbm | Luftbedarf wirklich $L$ für 1 cbm (kg) cbm | Verbrauch $C$ bei Nennleistung für 1 $PS_n$/std (bezogen auf 760 mm Q.-S. und 15°), wenn die Motorgröße $N$: 5 $PS_n$ — $C$ cbm (kg) | 5 $PS_n$ — $\eta_w$ | 10 $PS_n$ — $C$ cbm (kg) | 10 $PS_n$ — $\eta_w$ | 25 $PS_n$ — $C$ cbm (kg) | 25 $PS_n$ — $\eta_w$ | 50 $PS_n$ — $C$ cbm (kg) | 50 $PS_n$ — $\eta_w$ | 100 $PS_n$ und mehr — $C$ cbm (kg) | 100 $PS_n$ und mehr — $\eta_w$ |
| Leuchtgas arm | 4 500 | | | 0,70 | 0,20 | 0,63 | 0,22 | 0,58 | 0,24 | 0,54 | 0,26 | 0,525 | 0,27 |
| Leuchtgas gewöhnlich | 5 000 | 5,5 bis 6,5 | 7,5 bis 10,0 | 0,63 | 0,20 | 0,57 | 0,22 | 0,52 | 0,24 | 0,48 | 0,26 | 0,47 | 0,27 |
| | 5 500 | | | 0,58 | 0,20 | 0,52 | 0,22 | 0,48 | 0,24 | 0,44 | 0,26 | 0,43 | 0,27 |
| Leuchtgas reich | 6 000 | | | 0,53 | 0,20 | 0,475 | 0,22 | 0,44 | 0,24 | 0,40 | 0,26 | 0,39 | 0,27 |
| Kraftgas bezogen auf Anthrazit | 7 500 | . | . | 0,75 | 0,11 | 0,65 | 0,13 | 0,57 | 0,15 | 0,50 | 0,17 | 0,47 | 0,18 |
| Kraftgas „ „ dessen Gas | 1 250 | | | 3,0 | 0,17 | 2,7 | 0,19 | 2,4 | 0,21 | 2,2 | 0,23 | 2,1 | 0,24 |
| Kraftgas „ „ Koks | 7 200 | 0,85 bis 1,0 | 1,1 bis 1,4 | 0,8 | 0,11 | 0,68 | 0,13 | 0,59 | 0,15 | 0,52 | 0,17 | 0,49 | 0,18 |
| Kraftgas „ „ deren Gas | 1 150 | | | 3,3 | 0,17 | 2,9 | 0,19 | 2,6 | 0,21 | 2,4 | 0,23 | 2,3 | 0,24 |
| Hochofengas | 950 | 0,75 | 1,0 bis 1,2 | . | . | 3,7 | 0,18 | 3,3 | 0,20 | 3,0 | 0,22 | 2,8 | 0,24 |
| Koksofengas | 4 000 | 5,3 | 7,0 | . | . | 1,0 | 0,17 | 0,85 | 0,19 | 0,75 | 0,21 | 0,70 | 0,23 |
| Petroleum, gereinigt | 10 500 | 11,5 | 16 bis 22 | 0,55 | 0,11 | 0,50 | 0,12 | 0,46 | 0,13 | . | . | . | . |
| Rohpetroleum (Diesel-Motor) | 10 000 | 11,0 | 18 „ 20 | 0,25 | 0,25 | 0,24 | 0,26 | 0,23 | 0,27 | 0,21 | 0,30 | 0,20 | 0,315 |
| Benzin | 11 000 | 11,5 | 15 „ 20 | 0,30 | 0,19 | 0,28 | 0,21 | 0,25 | 0,23 | . | . | . | . |
| Rohspiritus von 90 Vol.-Proz. | 5 700 | 6,0 | 8 „ 12 | 0,50 | 0,22 | 0,46 | 0,24 | 0,42 | 0,26 | . | . | . | . |

Die eingeklammerten Gewichteinheiten in den Spaltenköpfen 2 bis 9 gelten für feste und flüssige Kraftstoffe.

II. Volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_r$ des Saughubes der hauptsächlichsten Ausführungsformen.

Mit Berücksichtigung der Verminderung des Ladungsgewichtes durch die Temperaturzunahme während des Saughubes ergeben erfahrungsgemäß:

| | |
|---|---|
| langsam laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil . . . . . . . . . . . | $\eta_v = 0{,}88$ bis $0{,}93$ |
| langsam laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil . . . . . . . . . . . | $\eta_r = 0{,}80$ „ $0{,}87$ |
| schnell laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil . . . . . . . . . . . | $\eta_r = 0{,}78$ „ $0{,}85$ |
| schnell laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil . . . . . . . . . . . | $\eta_r = 0{,}65$ „ $0{,}75$ |
| sehr schnell laufende Wagenmotoren mit selbsttätigem Einlaßventil und Rippenkühlung . . . . . . . . . . . . | $\eta_r = 0{,}50$ „ $0{,}65$ |

Verdunstungskarburatoren von Benzinmotoren vermindern $\eta_r$ um 3 % bis 5 %.

# E. Ausführungen der Verbrennungsmotoren.

## a) Leuchtgas- bezw. Kraftgasmotoren.

### 1. Viertaktmotoren.

Die jetzige Bauart der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren zum Betriebe mit Leucht-, Kraft-, Hochofen-, Koksofengas u. s. w. zeigen Fig. 797 bis 799.

Der mit dem Rahmen und den Wellenlagern aus einem Stück gegossene Cylindermantel ist auf seiner ganzen Länge unterstützt, wodurch eine ruhige Lage auf dem Fundament gewährleistet ist. Die aus einem besonders harten und dichten Eisen hergestellte, mit einem hinteren Flansch versehene Laufbüchse wird in ihrem vorderen Teile durch eine Stopfbüchse gegen den Wassermantel abgedichtet, so daß Längsdehnungen dieser Büchse möglich sind, ohne daß schädliche Spannungen hervorgerufen werden Der sehr lang gehaltene Kolben trägt am hinteren Teile sieben gußeiserne Spannringe, während der vordere Teil desselben die zur Cylinderachse normal gerichtete Komponente der Kolbenkraft aufnimmt und damit den Kreuzkopf entbehrlich macht.

Zum Ausgleich der hin und her gehenden Massen sind an den Kurbelarmen Gegengewichte angeschraubt. Die Lager der — wie auch die gekröpfte Kurbelwelle — aus geschmiedetem Stahl gefertigten Schubstange sind aus Phosphorbronze hergestellt bezw. mit einem Weißmetallfutter versehen; die Ringschmierlager der Kurbelwelle sind zweiteilig und mit Weißmetall ausgegossen. Die Schalen der mittels Tropföler geschmierten Steuerwellenlager bestehen aus Rotguß.

Der mit dem hinteren Cylinderende verschraubte Kopf trägt oben das Einlaßventil *b*, unten das Auslaßventil *c*; beide, durch Nocken der Steuerwelle beeinflußte Ventile, sind leicht zugänglich und ringsum

Fig. 798.

Gekühltes Auspuffrohr

Kühlwasserzufluß

Gasleitung

Fig. 797.

mit Wasser gekühlt. Um etwaige im Cylinder sich absetzende Öl-rückstände vom Auslaßventil fernzuhalten, ist dasselbe über die Unterkante des Cylinders gelegt. Seitlich am Ventilkopf ist das Mischventil *m* bezw. — auf der anderen Seite — der elektrische Hauptzünder angebracht. Das Mischventil ermöglicht die selbsttätige Herstellung einer in der Zusammensetzung stets gleichbleibenden Ladung, gleichgültig, ob die Maschine mit veränderlichen Widerständen

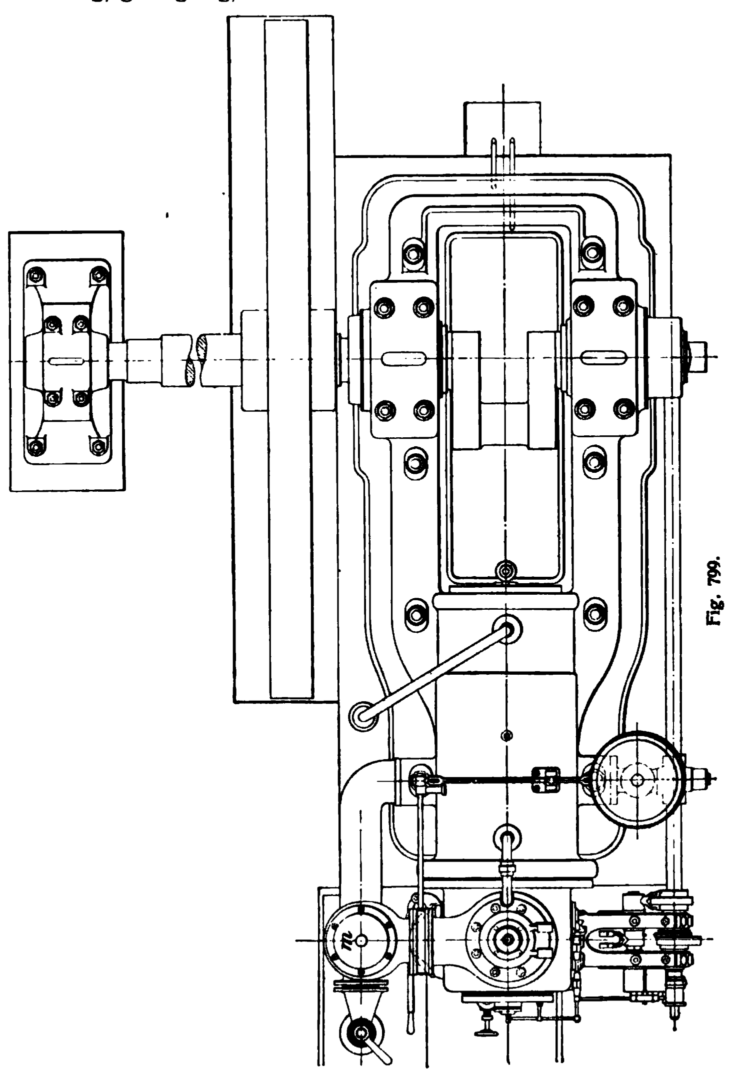



Fig. 799.

oder mit verschiedenen Umlaufzahlen arbeitet. Außer dem Hauptzünder ist noch ein zweiter, am Deckel des Ventilkopfes sitzender Zünder vorhanden, die beide durch einen auf dem Lagerbock der Steuerwelle angebrachten Magnetinduktor derart betätigt werden, daß der Augenblick der Zündung während des Betriebes verstellt werden kann.

Die Vorderseite des Ventilkopfes ist mit dem schon erwähnten Deckel versehen, der eine Reinigung des Verdichtungsraumes gestattet, ohne den Kolben herausnehmen zu müssen. Dieser Deckel trägt noch einen weit in den Verdichtungsraum hineinragenden, mit Wasser gekühlten hohlen Kolben *a*, wodurch die bei hohen Verdichtungsspannungen auftretenden Vorzündungen vermieden werden sollen.

Die Regelung der Maschine erfolgt durch Füllungsänderung mittels eines Kugelregulators, der zn dem Zwecke eine im Kanal zwischen Mischventil *m* und Einlaßventil *b* sitzende Drosselklappe *d* entsprechend verstellt. Ein Aussetzen von Ladungen findet nicht statt.

Derartige Motoren werden für Nennleistungen von 1 bis 165 PS als eincylindrige, darüber hinaus als Zwillingsmaschinen gebaut.

Bei den von der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz für mittlere und große Leistungen gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren (Fig. 800 und 801) ist die Laufbüchse des Arbeitskolbens ebenfalls in den, gleichzeitig den Kühlmantel bildenden Rahmen *a* von hinten eingesetzt und vorn mit einer Stopfbüchse gedichtet. An dem sich anschließenden Cylinderkopf *d* sind Gasventil *c*, Einlaßventil *h* und Auslaßventil *k* angeordnet.

Die Bildung der Ladung geht im Gehäuse des Einlaßventiles *h* vor sich.

Die Luft strömt durch den Stutzen *m* in den unteren, das Gas durch den Hahn *l* und das Ventil *c* in den oberen Teil des Ventilgehäuses, wo es, aus zahlreichen Löchern in die Luft eintretend, sich innig mit dieser mischt. Die so gebildete Ladung gelangt durch das Einlaßventil in den Cylinder und wird nach erfolgter Verdichtung durch einen elektrischen Funken entzündet.

Der zur Erzeugung des elektrischen Stromes dienende Induktionsapparat *f* besteht aus einem Bündel von Magneten, zwischen denen eine Drahtspule drehbar gelagert ist. Diese wird bei jeder zweiten Umdrehung durch einen von der Steuerwelle bewegten Hebel gegen die Magnete verdreht und schnellt gleich darauf durch Federkraft zurück. Hierdurch wird ein kurzer, kräftiger Strom erzeugt.

Der Unterbrecher *g* enthält einen in den Verdichtungsraum hineinragenden isolierten Kontaktstift, gegen den sich der innere Arm eines Kontakthebels legt. Durch die Verbindungsstelle fließt der im Induktor erzeugte Strom. Sobald er seine größte Stärke hat, wird durch einen Stoß gegen den äußeren Arm des Kontakthebels der Kontakt geöffnet, und es tritt der Unterbrechungsfunke auf, der die Zündung einleitet.

Auf der mittels Schneckenräder von der Kurbelwelle aus mit der halben Umdrehungszahl der letzteren angetriebenen Steuerwelle *s* sitzen die zur Betätigung der Steuerhebel der einzelnen Ventile dienenden Nockenscheiben. So wird das Auslaßventil *k* durch Hebel *r*, das Einströmventil *h* durch Hebel *q*, das Gasventil *c* durch Hebel *o* betätigt. Die elektrische Zündvorrichtung wird durch eine von der Welle *s* mittels Stirnkurbel bewegten Stange *p* gesteuert.

Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein mit Ölbremse versehener Schwungkugelregulator *e*, Bauart Hartung, welcher die auf der Steuerwelle verschiebbare Scheibe *t* für das Gasventil beeinflußt;

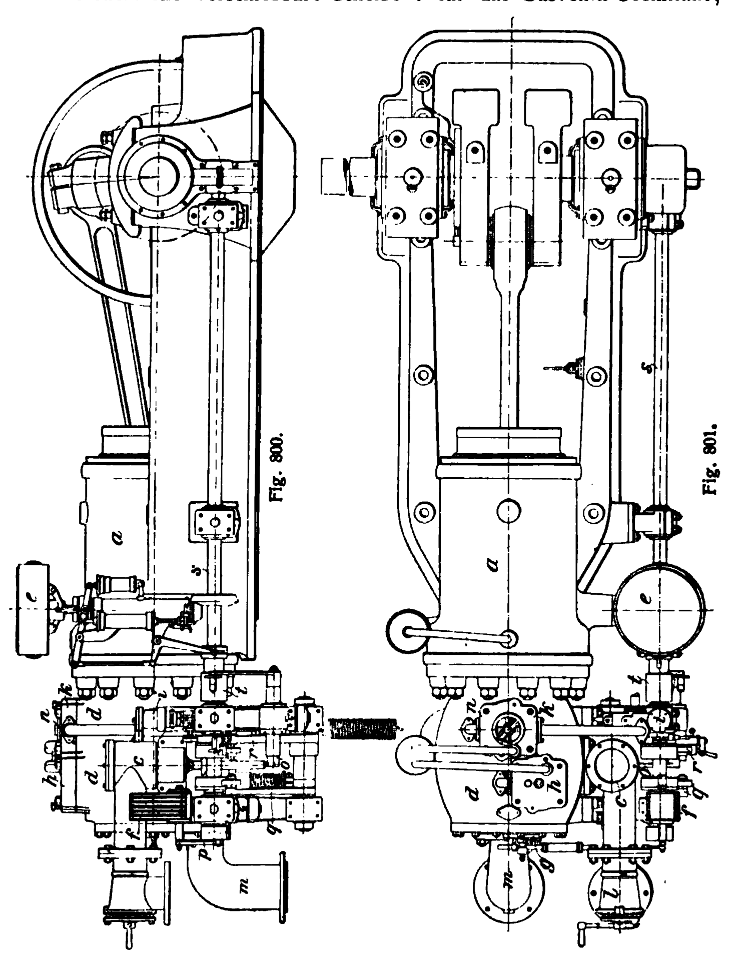


Fig. 800.

Fig. 801.

diese trägt einen schrägen Nocken, dessen Lage den jeweiligen Hub des Gasventils und damit die Größe der Arbeitsleistung des Motors bestimmt.

Der Motor wird durch Druckluft von 6 bis 8 atm Spannung in Gang gesetzt. Der Druckluftbehälter steht mit einem Kompressor, der

bei größeren Motoren mit einem kleinen Gasmotor gekuppelt ist, in Verbindung. Der Motor ist zu dem Zwecke mit einem von der Maschine gesteuerten Auslaßventil *i* und einem in den Deckel des Einströmventiles eingebauten selbsttätigen Rückschlagventil *n* ausgerüstet. Soll er in Gang gesetzt werden, so stellt man zunächst durch ein Reibungsschaltwerk das Schwungrad so ein, daß die Kurbel etwas über denjenigen inneren Totpunkt hinaussteht, welcher der Zündung entspricht. Läßt man nun durch Öffnen eines Absperrventiles die Druckluft zu, so setzt sich der Motor in Bewegung, indem durch das Auslaßventil *i* der Zutritt der Druckluft während eines bestimmten Kolbenweges jeder Arbeitsperiode freigegeben wird. Die verbrauchte Druckluft entweicht in der Auspuffperiode durch das Ausströmventil. Nach einigen Umdrehungen öffnet man den Gashahn der Maschine, und sobald die erste Zündung eingetreten ist — die Maschine sich also im normalen Betriebe befindet —, wird die Druckluft abgestellt. Damit unnötige Bewegungen des Anlaßventiles beim Gange der Maschine vermieden werden, läßt sich dessen Steuerwelle durch Verschieben aus dem Bereich des zugehörigen Nockens bringen. Vor der Einstellung des Schwungrades wird die Verdichtung ausgeschaltet; hierzu dient ein zweiter Nocken — der Anlaßnocken — der betreffenden Steuerscheibe.

Eine besondere Sicherung ist noch für den Fall vorgesehen, daß infolge von Überlastung oder anderer außergewöhnlicher Ursachen der Motor plötzlich stehen bleiben sollte. In diesem Falle könnte der Nocken das Gasventil in geöffneter Lage festhalten, so daß Gas in das Gehäuse des Einströmventiles und von hier in die Luftleitung und in den Aufstellungsraum des Motors gelangen würde. Um dies zu vermeiden, ist der Regulator so eingerichtet, daß er bei Unterschreitung einer gewissen niedrigen Umlaufzahl die Gasnockenscheibe nach links ablenkt, so daß die Gasrolle an der rechten Seite des Nockens vorbeigeht, das Gasventil also geschlossen bleibt.

Vor dem Ingangsetzen des Motors ist die Gasnockenscheibe wieder entsprechend einzustellen. Das geschieht durch Einklinken eines am Regulatorgestell gelagerten Anlaßhebels, der sich bei Überschreitung der Umlaufzahl selbsttätig auslöst.

Die Lager der Kurbelwelle sind für Ringschmierung eingerichtet.

Derartige Motoren werden für Leistungen von 35 bis 250 $PS_n$ gebaut.

Für größere Leistungen — bis 500 $PS_n$ — wie auch für kleinere Leistungen — von 40 $PS_n$ an — liefert die Firma Zwillingsmotoren der vorbesprochenen Bauart und Wirkungsweise mit gleichgerichteten Kurbeln beider Cylinderseiten. Größere derartige Motoren erhalten an jedem Cylinderkopf zwei Auslaß- und zwei Einlaßventile. Durch den Regulator werden gleichzeitig beide Regulierhülsen, welche die Gasnocken tragen, beeinflußt.

Die schematische Anordnung der Einzelteile eines viercylindrigen Gasmotors der Deutzer Gasmotorenfabrik von 1000 $PS_n$ lassen Fig. 802 und 803 erkennen.

Der mit vier Cylindern arbeitende Viertaktmotor erhält auf jeden Hub einen Antrieb; seine Wirkungsweise entspricht also der einer eincylindrigen (doppeltwirkenden) Dampfmaschine.

Je zwei gegenüberliegende Cylinder sind in einen gemeinsamen Rahmen eingebaut. Die vier Cylinder von je 840 mm Durchmesser

und 1000 mm Hub arbeiten auf eine gemeinsame, doppelt gekröpfte Kurbelwelle.

Bei 135 Uml/min und bei Speisung mit Hochofengas von ~ 950 *WE*/cbm entwickelt die Maschine eine Höchstleistung von ~ 1200 $PS_n$.

Seit einigen Jahren hat die Gasmotorenfabrik Deutz den Bau von liegenden doppeltwirkenden Viertaktmotoren auf-

Fig. 802.

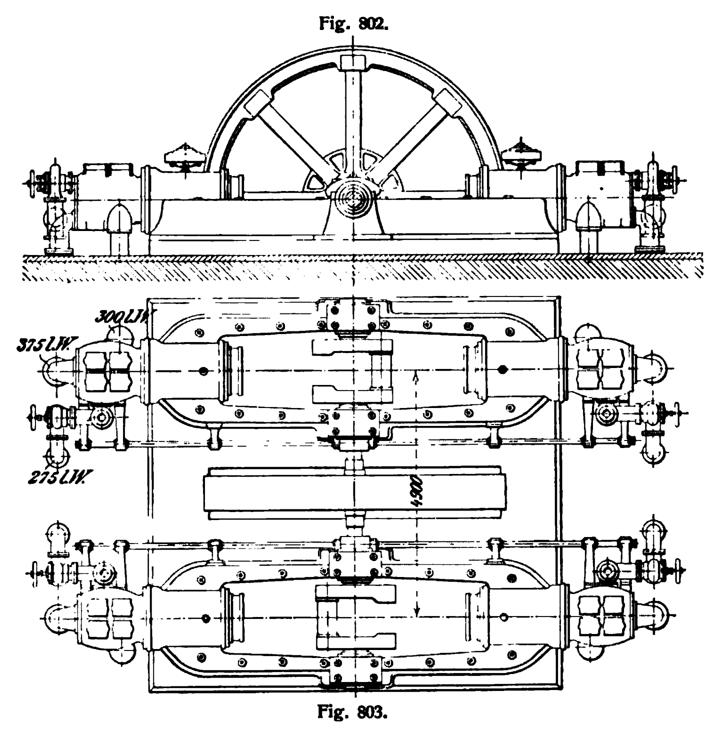



Fig. 803.

genommen. Diese Motoren weichen in der äußeren Form von den bisherigen Gasmotoren vollständig ab — sie sind in ihrer Gesamtanordnung den liegenden Ventildampfmaschinen ähnlich.

Die Arbeitsprozesse vollziehen sich bei den im doppelten Viertakt arbeitenden Motoren auf beiden Seiten des Kolbens derart, daß Eincylindermaschinen auf jeden zweiten Hub des Arbeitskolbens einen Antrieb erhalten. Fig. 804 bis 807 zeigen einen solchen eincylindrigen Gasmotor.

Die an den Enden des Cylinders sitzenden Einlaß- und Auslaßventile *a* bezw. *b* sind übereinander und leicht herausnehmbar in den ersteren eingebaut. Jedes Einlaßventil ist mit einem Luftschieber *c*

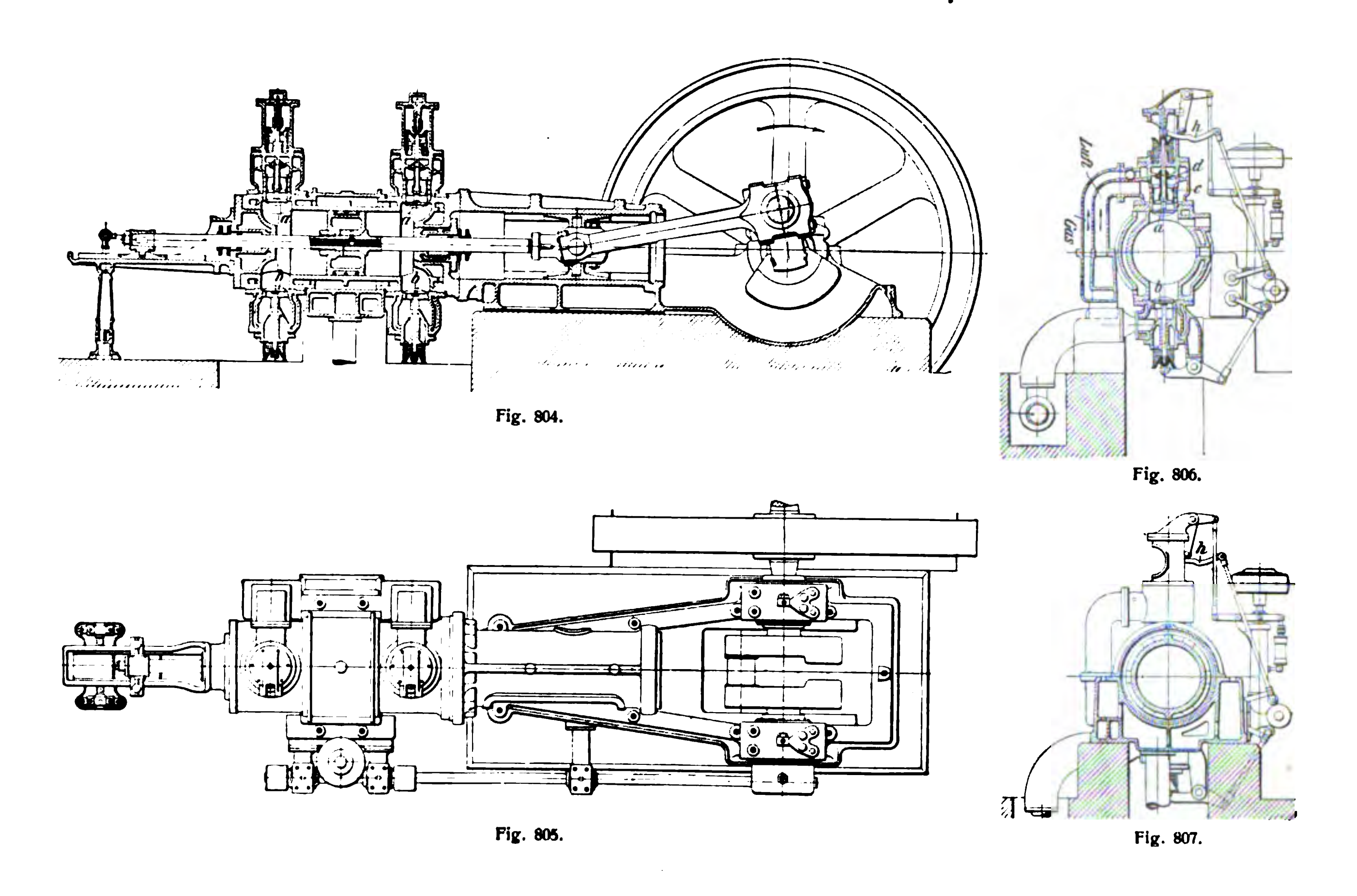



Fig. 804.

Fig. 805.

Fig. 806.

Fig. 807.

und ferner mit dem Gasventil *d* derart verbunden, daß alle drei Organe sich gleichzeitig öffnen und schließen, womit stets genau proportionale Querschnitte für den Eintritt von Luft und Gas bezw. des Ladungsgemisches in den Cylinder freigelegt werden.

Die Geschwindigkeitsregelung der Maschine geschieht dadurch, daß der Stützpunkt des Hebels *h*, der das Einlaßventil öffnet, in der Fig. 806 ersichtlichen Weise von einem mittels Zahnräder von der Steuerwelle aus angetriebenen Federregulator verstellt wird. Da bei geschlossenem Einlaßventil zwischen der als Stützpunkt dienenden Rolle und dem Einlaßhebel *h* ein geringer Spielraum vorhanden ist, so kann der Regulator frei spielen. Nur während der Einströmperiode — also während des vierten Hubes jedes Arbeitsspieles — wird der Regulatorhebel belastet und der Regulator infolgedessen festgehalten. Die Verhältnisse sind aber so gewählt, daß ein Ausgleiten der Rolle auf dem Hebel *h* nicht stattfinden kann.

Durch diese Art der Regulierung wird in gleicher Weise, wie bei der vorbesprochenen liegenden Gasmaschine von Gebr. Körting, unter Aufrechterhaltung des Mischungsverhältnisses der Ladung, nur deren Menge und damit deren Verdichtung geändert — somit eine äußerst günstige Brennstoffausnutzung erreicht.

Fig. 806 zeigt die Stellung der Steuerungsteile bei voller Belastung des Motors, also bei dem größten Hub des Einlaßventils, wobei der Stützpunkt des Hebel *h* am weitesten von der Ventilspindel entfernt liegt — umgekehrt, d. h. beim Leerlauf des Motors, kommt der Stützpunkt des Hebels *h* ganz nahe an die Ventilspindel zu liegen.

An dem kräftigen Maschinenrahmen, der gleichzeitig die Kreuzkopfführung bildet, ist der nach hinten durch einen abnehmbaren Deckel verschlossene, in der Mitte noch in einem gußeisernen Bett ruhende Cylinder befestigt. Aus dem geräumigen Unterteil des gußeisernen Bettes, an das die Gas- und Luftleitungen angeschlossen sind, saugt sich jede Cylinderseite die zu bildende Ladung an.

Die Enden des Cylinders werden durch je einen mit Wasser gekühlten, leicht abnehmbaren Deckel mit centrisch eingesetzten Stopfbüchsen abgeschlossen. Auch die nach hinten verlängerte Stange des hier nochmals mittels besonderer Geradführung gestützten Kolbens wird durch Wasserkühlung auf einer geringen Temperatur erhalten.

Der Augenblick der elektrischen Abreißzündung ist während des Betriebes verstellbar.

Das Anlassen geschieht zumeist durch Druckluft aus einem Behälter, der mit Hilfe eines Kompressors nach Bedarf wieder aufgefüllt wird.

Doppeltwirkende Motoren werden in Größen von 150 $PS_n$ für jeden Cylinder aufwärts gebaut.

Bei doppeltwirkenden Zweicylindermaschinen erhält man auf jeden Hub eine Kraftwirkung; ordnet man für ganz große Maschinen vier Cylinder (Zwillings-Tandemmaschinen) an, so läßt sich bei Versetzung der Kurbeln um 90° sogar auf jeden halben Hub eine Kraftwirkung erzielen.

Ein eigenartiges Ladeverfahren zeigt der von dem französischen Konstrukteur Niel erfundene doppeltwirkende Viertaktmotor (sog. Duplex-Motor) der Compagnie „Duplex“ pour la fabrication des moteurs à gaz in Paris.

Wie Fig. 808 bis 810 ersichtlich, sitzen an jedem Cylinderende in besonderen Gehäusen ein Auslaßventil *a* sowie ein Einlaßventil *b* für das in den Cylinder tretende Gasgemisch. Die beiden Einlaßventile stehen durch einen Kanal *c* (Fig. 810) von rechteckigem Querschnitte miteinander in Verbindung. Inmitten dieses Kanales liegt das Mischventil *d*, während in einem vorgeschraubten Gehäuse Luftventil *e* und Gasventil *f* untergebracht sind. Zur Regelung der zuströmenden Gasmenge dient ein mit Teilscheibe und Zeiger versehener Hahn *m*. Sämtliche Ventile werden von einer mittels Schraubenräder von der Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle aus bewegt.

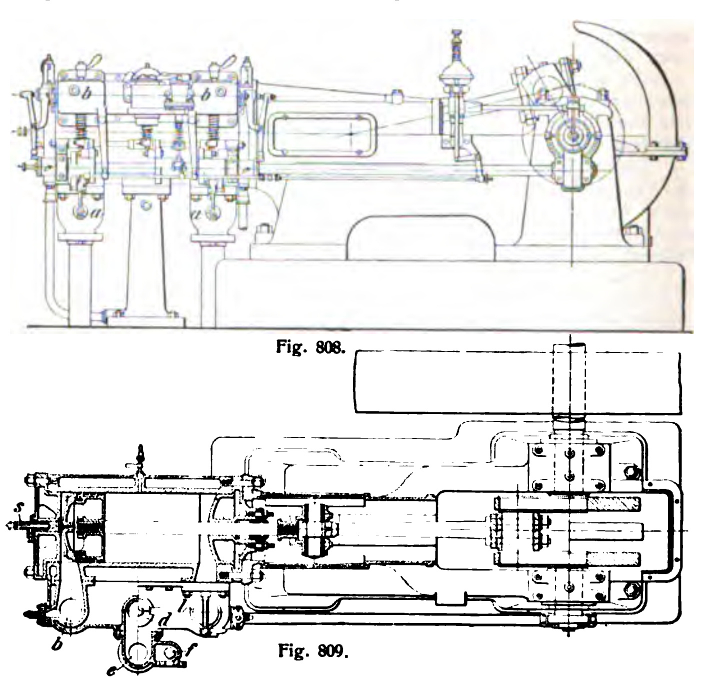



Fig. 808.

Fig. 809.

Die Arbeitsweise des Motors ist folgende: Das beim ersten Aushube des Kolbens in den hinteren Cylinderraum tretende Gasgemisch strömt beim Rückhube des Kolbens durch den Kanal *c* so lange in den vorderen Cylinderraum über, bis der Kolben die Mitte seines Hubes erreicht hat. In diesem Augenblick schneidet das linksseitige Einlaßventil *b* die weitere Gemischzufuhr nach dem vorderen Cylinderraume ab. Bei der Weiterbewegung des Kolbens wird das im hinteren Cylinderraume eingeschlossene Gasgemisch verdichtet, während dasjenige im vorderen Cylinderraume und im Kanal *c* infolge der Kolbenbewegung eine Ausdehnung und damit eine Spannungsabnahme erleidet.

Hat der Kolben das Ende seines Hubes erreicht, so entzündet sich das verdichtete Gemisch an einem durch einen Bunsen-Brenner in Rotglut erhaltenen Porzellanröhrchen, das im geeigneten Augenblick durch ein gesteuertes, aus Stahl gefertigtes Zündventil mit dem Verdichtungsraume des Cylinders in Verbindung gebracht wird.

Am vorderen Cylinderende gelangt das betreffende Einlaßventil *b* auf seinen Sitz zurück; damit wird die eingeschlossene Gemischmenge von derjenigen getrennt, die sich im Verbindungskanal *c* befindet. Erstere wird beim zweiten Aushube des Kolbens verdichtet; alsdann findet auch hier Zündung und weiter Ausdehnung der Verbrennungsgase während eines Kolbenhubes statt, worauf sich der beschriebene Vorgang wiederholt.

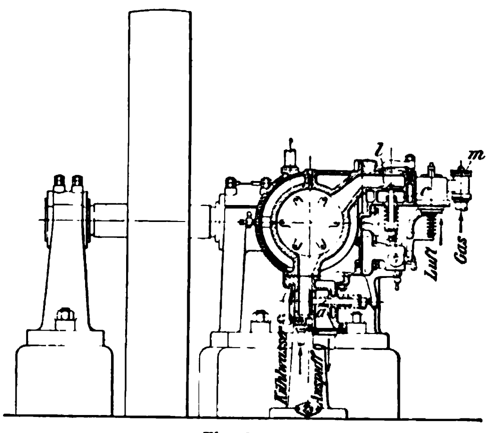


Fig. 810.

Die beiden Zündungen folgen sich hiernach mit 180° Abstand, worauf während der nächsten 540° Kurbelbahn die Entlade- und Ladevorgänge wie gewöhnlich stattfinden.

Die Geschwindigkeit wird durch Aussetzer bezw. durch Einwirkung eines Kugelregulators auf das Gasventil geregelt. Das Ventil bleibt bei Überschreitung einer festgesetzten Geschwindigkeit geschlossen.

Zum Anlassen großer Motoren dient ein im hinteren Cylinderdeckel liegendes Ventil *s*, durch welches mittels einer Pumpe ein Gemisch von Gas und Luft in den Cylinder gedrückt wird.

Der Motor ist, gleich wie der vorbesprochene Deutzer doppeltwirkende Viertaktmotor, mit Deckeln an beiden Cylinderenden und mit einer Rundführung für den Kreuzkopf versehen.

Ein Vorzug des Motors liegt darin, daß infolge Verteilung des in den Cylinder eingesaugten Gemisches auf beide Kolbenseiten eine vollkommenere Ausdehnung als in Motoren mit gleichem Verdichtungs- und Ausdehnungsraume erzielt wird. Die während eines ganzen Kolbenhubes stattfindende Ausdehnung ermöglicht, nahezu die gesamte Ausdehnungswärme in Arbeit umzuwandeln. Die Auspuffgase treten infolgedessen mit einer Spannung nahezu gleich derjenigen der Außenluft und somit fast unhörbar aus der Maschine.

## 2. Zweitaktmotoren.

Bei der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten doppeltwirkenden Zweitaktgasmaschine (Fig. 811 bis 813) ist der Cylinder, in dem sich ein ungewöhnlich langer Kolben bewegt, in der Mitte mit Auslaßschlitzen versehen, durch welche die

Fig. 813.

verbrannten Gase ausströmen und die durch den Kolben selbst in den beiden Totpunktlagen einmal nach der vorderen und einmal nach der hinteren Cylinderseite hin geöffnet werden, während das frische Gemisch an den Enden eingeführt wird. Durch die zweckmäßige Ausbildung des Einlaßorganes wird eine Mischung der zuerst übergeschobenen Luft mit den verbrannten Rückständen einerseits und mit dem folgenden Brenngemisch anderseits genügend verhindert,

Fig. 811.

Fig. 812.

und aus dem gleichen Grunde findet ein Verlust an Brenngemisch durch die beim Überschieben offen stehenden Ausströmschlitze nicht statt. Kurz nachdem die Auslaßschlitze durch den zurückgehenden Kolben wieder geschlossen sind, haben auch die Kolben der Luft- nud Gaspumpe ihre Totpunktstellung erreicht; die Förderung des Gemisches hört also auf, und es wird im Cylinder in bekannter Weise weiter verdichtet, bis es im Totpunkt des Kolbens entzündet wird. Beim nächsten Vorwärtsgange des Kolbens äußert die entzündete Ladung infolge Ausdehnung ihre treibende Kraft, bis kurz, bevor die andere Totpunktlage erreicht ist, die Schlitze durch den Kolben wieder geöffnet werden und die verbrauchte Ladung am Ende ihrer Ausdehnungsfähigkeit austritt. Auf der anderen Seite des Kolbens findet der gleiche Vorgang statt.

Der Gang wird durch eine Steuerung geregelt, welche die Menge des eintretenden Gasgemisches je nach dem Kraftbedarf des Motors verändert.

Cylinder und Kolben werden durch umlaufendes Wasser gekühlt.

Derartige mit Hochofengas betriebene Motoren von 500 bezw. 1000 $PS_n$ (Zwillingsmotor) sind unter anderem für die Niederrheinische Hütte in Duisburg und für die Donnersmarckhütte in Oberschlesien gebaut worden.

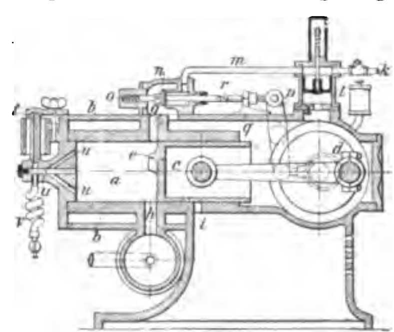


Fig. 814.

Einen im **einfachen Zweitakt** arbeitenden kleineren Gasmotor — für Leistungen von 0,5 bis 15 $PS_n$ bei 500 bis 180 Uml/min — der Firma Mietz & Weiß in New York zeigt Fig. 814[1]).

Der Motor hat nur eine geringe Anzahl von Einzelteilen. Ventile, Nockenscheiben, Steuerwelle u. s. w. sind in Wegfall gekommen; zur Steuerung dient der Arbeitskolben. Um eine möglichst gleichförmige Bewegung zu erzielen, ist der Motor mit zwei Schwungrädern ausgerüstet.

Am oberen Ende des auf dem Kurbelgehäuse sitzenden kleinen Hilfscylinders $l$, in dem sich ein mittels Feder entlasteter leichter Kolben bewegt, ist die Gasleitung $k$ bezw. $m$ angeschlossen, während das untere Ende dieses Cylinders mit dem Kurbelraume $d$ in offener Verbindung steht.

Die beim Einwärtshube des Arbeitskolbens $c$ durch das hohle Maschinengestell und die Öffnung $i$ des von einem Kühlmantel $b$ umgebenen Cylinders $a$ in den allseitig geschlossenen Kurbelraume $d$ eingesaugte Luft wird beim darauffolgenden Auswärtshube des Kolbens verdichtet; hierbei wird auch der kleine Kolben des Hilfscylinders nach

[1]) Der Motor ist in der Anordnung seiner Kanäle und in der Gestaltung der Kurbelkammer den betreffenden Maschinen von Söhnlein und von Sintz nachgebildet (vergl. H. Güldner, „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren", S. 135 bezw. 138).

aufwärts bewegt, wodurch — etwas später als die durch den Kanal *g* übertretende Luft — die Gasladung durch das gesteuerte Ventil *n* in den Arbeitscylinder *a* gelangt, sobald der Auspuffkanal *h* geöffnet ist. Wenn im Kurbelkasten der Überdruck ausgeglichen ist, sinkt der kleine Gaskolben infolge seiner Schwerkraft nieder und saugt dabei über sich eine neue Gasfüllung an. Ein am Boden des Kolbens *c* angegossener halbrunder Ablenker leitet das Gemisch während des Übertretens in den eigentlichen Verdichtungsraum des Arbeitscylinders und erschwert das Entweichen von unverbrannten Gasen durch den Auslaßkanal *h*.

Das Ventil *n* wird von einer Feder *o* für gewöhnlich geschlossen gehalten und durch einen Pendelregler geöffnet. Letzterer besteht aus dem durch ein Excenter von der Kurbelwelle aus gesteuerten Stößer *q*, der eine mittels Gegenmutter festgestellte Scheibe trägt, die sich auf einem schrägen Anlauf *q* des Maschinengestelles hin und her bewegt. Bei normaler Geschwindigkeit des Motors wird die Scheibe so langsam auf der schiefen Ebene aufwärts gleiten, daß der Stößer mit einem an seinem flachen Ende angeschraubten Stoßstück aus gehärtetem Stahl mit der Klinke *r* der Spindel des Gasventils *n* zusammentrifft und letzteres öffnet. Läuft die Maschine jedoch zu rasch, so wird der Stößer von der schiefen Ebene mehr oder weniger heftig abgeworfen, so daß er mit der Klinke nicht mehr zusammentrifft. Dabei bleibt also das Gasventil geschlossen und der Kolben im Hilfscylinder *l* saugt die vorher zusammengedrückte Gasladung wieder zurück. Die verdichtete Ladung wird durch das stehende Glührohr *t* entzündet, welches beim Ingangsetzen des Motors durch eine Spirituslampe erwärmt und im Betriebe durch die inneren Verbrennungen genügend heiß erhalten wird. Das zum Schutze gegen äußere Abkühlungen mit einem Mantel umschlossene Rohr *t* steht durch Kanäle *u* des Cylinderkopfes mit dem Verdichtungsraum in Verbindung.

Die Rohrschlange *v* soll Frühzündungen verhüten, also zur Regelung des Zündaugenblickes dienen.

## b) Petroleummotoren.

### 1. Viertaktmotoren.

Durch reinliche und geruchlose Zuführung und Verwendung des Brennstoffes zeichnet sich der nach dem Erfinder benannte Diesel-Motor aus. Derselbe gehört, da die Verbrennung allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt — im Gegensatz zu den vorbeschriebenen Verpuffungsmotoren —, zu den Gleichdruckmotoren. Die allgemeine Anordnung der Einzelteile des Diesel-Motors sowie seine Arbeitsweise u. s. w. sollen an Hand der Fig. 815 bis 819 ersichtlichen Abbildungen eines von der Maschinenfabrik Augsburg, A.-G., in Augsburg gebauten derartigen Motors von 12 $PS_n$ (normal erläutert werden.

Der Ständer des stehend ausgeführten Motors ist mit der Grundplatte und dem Arbeitscylinder in einem Stück gegossen. Letzterer ist unten offen und oben durch einen Deckel geschlossen, der, wie Fig. 815 und 817 erkennen lassen, das Auslaßventil *a*, Einsaugventil *e*, Brennstoffventil *b* und das Anlaßventil bezw. Luftentnahmeventil *v* für die Luftpumpe enthält.

Sämtliche Ventile werden zwangläufig mittels unrunder Scheiben *s* geöffnet und durch Federn geschlossen; erstere sitzen auf einer gemein-

samen Steuerwelle *h*, die — von der Kurbelwelwelle aus mittels senkrechter Zwischenwelle angetrieben — nur halb so viel Umdrehungen als die Kurbelwelle ausführt. Cylinder und Deckel sind mit einem Wassermantel umgeben.

Durch die Brennstoffpumpe *p* (Fig. 819) wird die für die jeweilige Kraftleistung erforderliche Menge Petroleum in das Brennstoffventil *b* gefördert; in diesem wird das Petroleum mit Druckluft gemischt und alsdann im zerstäubten Zustande dem Arbeitscylinder zugeführt. Die am Sockel des Motors angebrachte kleine Luftpumpe *l* (Fig. 815 und 816) saugt die Zerstäuberluft nicht mehr wie früher aus der Atmosphäre an, sondern entnimmt sie unter ungefähr 10 atm Spannung dem Arbeitscylinder und verdichtet sie sodann weiter auf den für die Einblasung des Brennstoffes erforderlichen Überdruck von etwa 60 atm. Zu dem Zwecke befindet sich im Cylinderdeckel noch ein kleines Überströmventil, das während der zweiten Hälfte des Verdichtungshubes geöffnet wird, wenn die Verdichtungsspannung im Cylinder 10 atm überschritten hat. Infolgedessen tritt aus dem letzteren etwas Luft in die während des Betriebes gegen das Anlaßgefäß abgeschlossene Anlaß bew. Überströmleitung, in der der Druck auf ungefähr 10 atm steht. Die Höhe dieses Druckes wird durch das Regelventil für die Luftpumpe eingestellt. Aus der Anlaßvorrichtung entnimmt nun die im Zweitakt arbeitende Luftpumpe ihren Luftbedarf und fördert ihn, nachdem die Verdichtung auf 60 atm erfolgt ist, durch die Druckleitung zum Einblasegefäß. Von hier aus führt die Einblaseleitung zum Brennstoffventil.

Das Anlassen des Motors erfolgt mittels verdichteter Luft, die ebenfalls von der Luftpumpe *l* erzeugt und in dem Einblase- bezw. Anlaßgefäß aufgespeichert wird. (Bei größeren Motoren ist für die Einblase- und für die Anlaßluft je ein besonderes Gefäß vorhanden.)

Die betreffenden Steuerhebel werden mittels eines Handgriffes *r* (Fig. 815) vor dem Anlassen in die Anlaßstellung, und nachdem der Motor die für die Zündung nötige Geschwindigkeit besitzt, wieder in die Betriebsstellung gebracht (vergl. weiter unten).

Die Zerstäubung des Petroleums erfolgt durch einen sog. Plattenzerstäuber. Derselbe besteht aus vier ringförmigen Platten, die in Abständen von mehreren Millimetern übereinanderliegen und deren je 2 mm weite Löcher gegeneinander versetzt sind. Vor dem Eintritt in den Cylinder wird das Petroleum von der Zerstäuberluft durch diese Löcher mitgerissen und dadurch zerstäubt. Da der Überdruck der Zerstäuberluft beim Durchgang durch die Löcher außerordentlich groß ist und die Löcher hinreichend weit sind, so dürfte eine Verschmutzung derselben ausgeschlossen sein.

Zur Regelung des Diesel-Motors dient die in Fig. 820 und 821 dargestellte Einrichtung.

Das Druckventil *d* der Brennstoffpumpe ist selbsttätig, während das Saugventil *s* derselben durch die Stange *u* mit einem Hebel *h* in Verbindung steht, der mit einem Ende am Regulator aufgehängt ist. Der Aufhängepunkt *f* kann, so lange der Regulator seine Stellung nicht ändert, als Festpunkt betrachtet werden. Das andere Ende *g* des Hebels wird durch die auf der Steuerwelle sitzende Kurbel *i*, die auch den Pumpenkolben *k* antreibt, hin und her bewegt, was ein Öffnen und Schließen des Saugventils zur Folge hat. Verstellt der Regulator

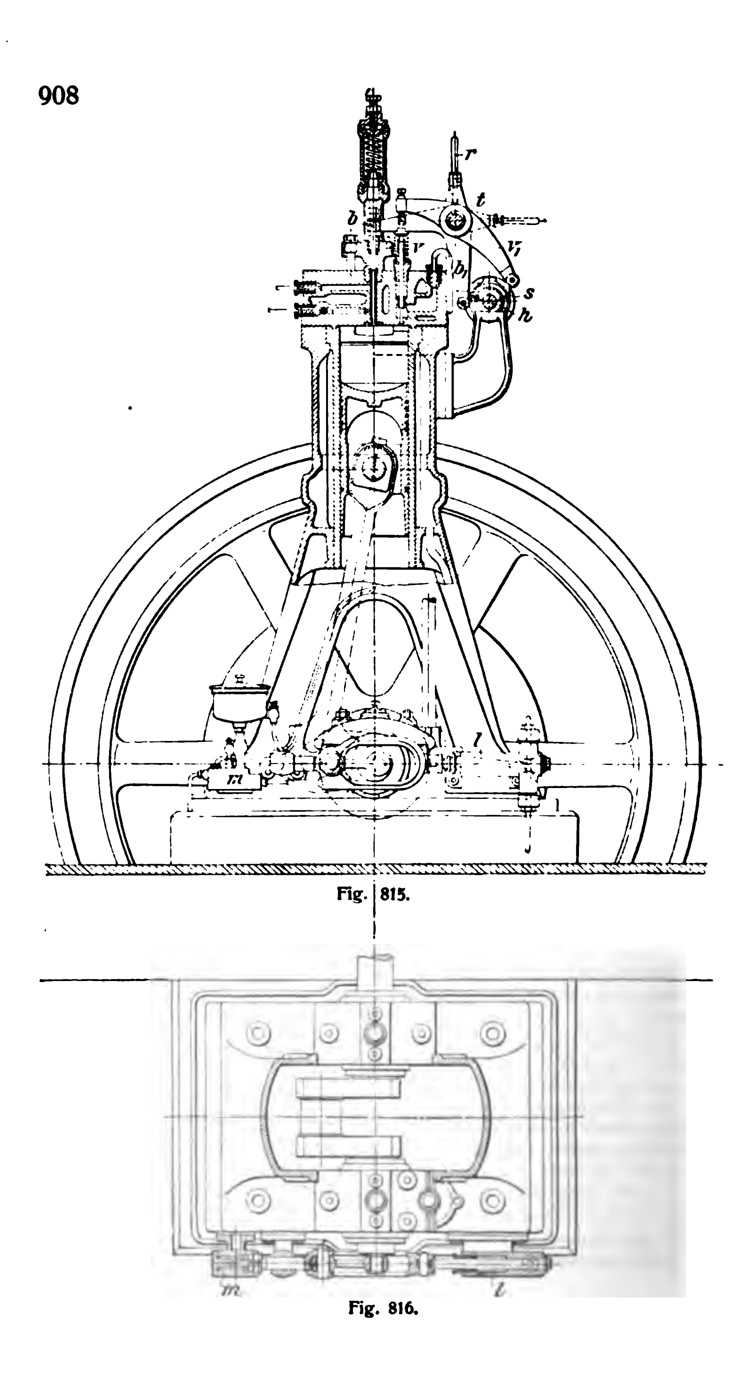



Fig. 815.

Fig. 816.

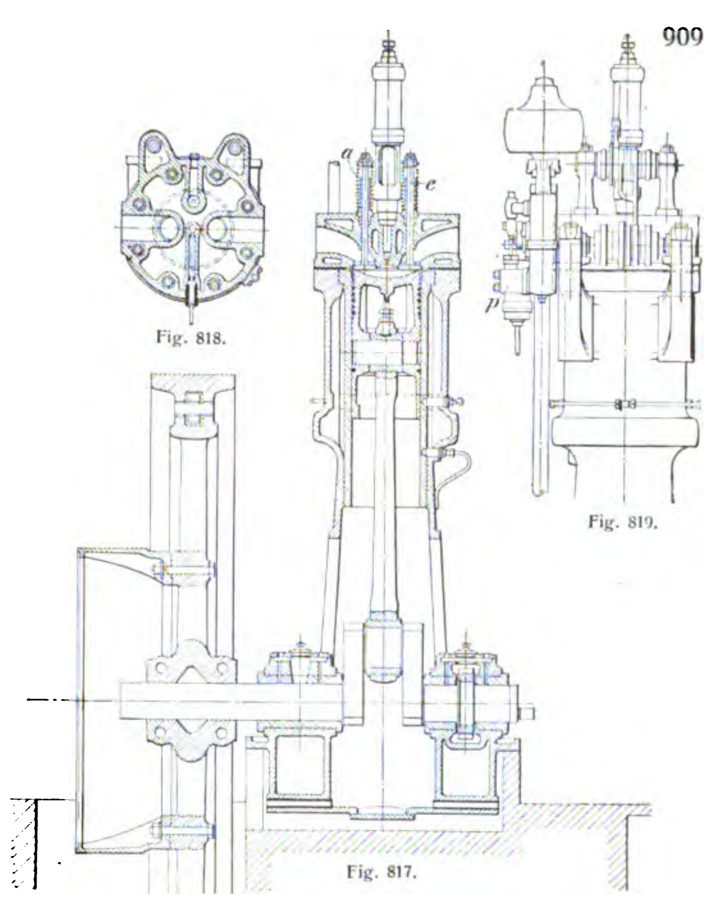



Fig. 818.

Fig. 819.

Fig. 817.

den Aufhängepunkt *f*, und zwar z. B. bei zunehmender Geschwindigkeit des Motors nach oben, so schließt das Saugventil erst später und öffnet wieder früher, so daß insgesamt weniger Petroleum gefördert wird. Dabei findet nur eine äußerst geringe Rückwirkung auf den Regulator statt.

Beim Anlassen muß das Brennstoffventil geschlossen bleiben und das Anlaßventil geöffnet werden, damit Druckluft aus dem Anlaßgefäß in den Arbeitscylinder eintreten und den Kolben in Bewegnng setzen kann. Die Hebel $b_1$ und $v_1$ (Fig. 815) für das Brennstoff- bezw. das Anlaßventil sitzen deshalb nebeneinander auf einer excentrischen Hülse *t*, die durch den bereits genannten Handhebel *r* verstellt werden kann. In der Anlaßstellung steht die Hülse bei wagerechter Lage des Handhebels (in Fig. 815 punktiert angegeben) so, daß die Rolle des Hebels $b_1$ von

ihrer Nockenscheibe absteht und daher von dieser nicht bewegt wird, während gleichzeitig die Rolle des Hebels $v_1$ an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und somit vom Anlaßnocken getroffen wird. Durch Drehen am Handhebel $r$ nach oben wird die Betriebsstellung herbeigeführt. Es steht dann der Anlaßhebel $b_1$ von seiner Nockenscheibe ab und bleibt daher in Ruhe, wohingegen der Brennstoffhebel $v_1$ nunmehr mit seiner Rolle an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und von dieser bewegt wird.

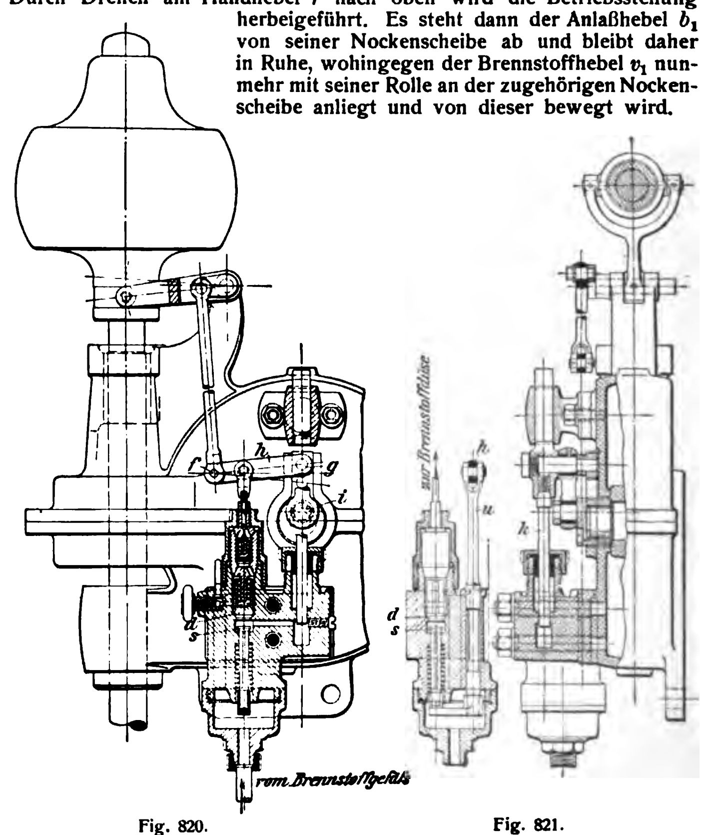



Fig. 820. Fig. 821.

Versuche, die Prof. Meyer im Juni 1902 auf dem Probierstande der Maschinenfabrik Augsburg an einem Diesel-Motor der vorbeschriebenen Bauart von 8 $PS_n$ (normal) anstellte, ergaben bei normaler Belastung des Motors und beim Betriebe mit russischem Petroleum (spezifisches Gewicht 0,806 kg/l bei 18,7° C, Heizwert $h = 10\,300$ $WE$/kg) einen Ölverbrauch von 0,224 kg für 1 $PS_n$/std — entsprechend einer Ausnutzung der im Brennstoffe enthaltenen Wärme von

$$\frac{632}{0{,}244 \cdot 10\,300} = 27{,}4\,\%.$$

Der Arbeitscylinder des Versuchsmotors hat 165 mm Durchmesser bei 269,5 mm Hub; die zugehörige Luftpumpe besitzt 25 mm Durchmesser und 50 mm Hub.

Der mechanische Wirkungsrad bei normaler Belastung wurde zu ~ 77,5 % ermittelt.

Einen stehenden Petroleummotor (Verpuffungsmotor) mit untenliegender Kurbel zeigen Fig. 822 und 823.

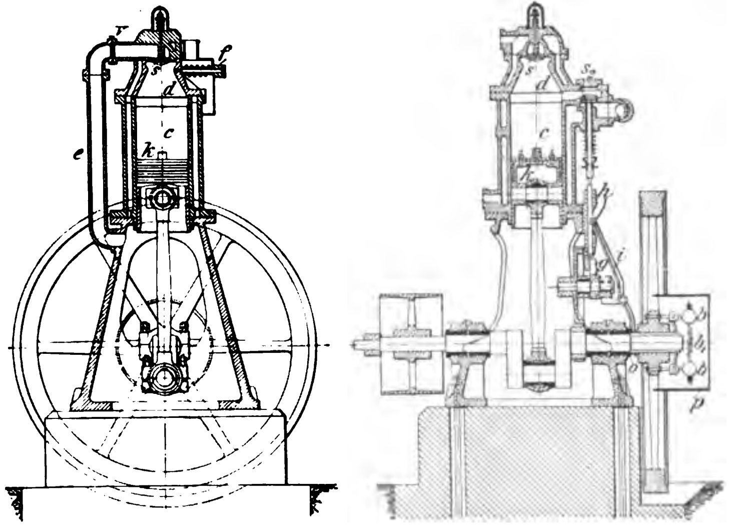



Fig. 822. Fig. 823.

Auf dem von einem Kühlmantel umgebenen Cylinder $c$ sitzt die Verbrennungskammer $d$ mit dem Luftventil $s$ und dem Verdampfer $f$. Am äußeren Ende des letzteren liegt das Einströmventil für das Kraftmittel. Beim ersten Abwärtshube des Kolbens $k$ wird durch das geöffnete Ventil $s$ Luft in den Cylinder eingesaugt und gleichzeitig werden durch eine von dem Daumen $g$ der Steuerwelle bewegte Pumpe einige Tropfen Petroleum in den Vergaser befördert, welche hier verdampfen und mit der eingesaugten Luft das zur Verbrennung kommende Gemisch bilden. Dasselbe entzündet sich, nachdem es genügend verdichtet ist, an den rotglühenden Wandungen des Vergasers, die infolge der aufeinanderfolgenden Verbrennungen eine Temperatur von etwa 500° annehmen. Die Luftmenge läßt sich mittels einer in die Leitung $e$ eingebauten Drosselklappe $v$ regeln. Beim zweiten Aufwärtshube des Kolbens wird durch die Steuerung das Auspuffventil $s_2$ geöffnet. Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein in der Scheibe $p$ untergebrachter Regulator mit zwei durch die Feder $b_1$ verbundenen Schwungkugeln $b$, die bei Überschreitung der normalen Umlaufzahl mittels Gestänges

einen Ring *o* verschieben. In diesen greift der am anderen Ende mit einem Anschlag *h* zur Bewegung der Kolbenstange der Petroleumpumpe dienende Doppelhebel *i* ein. Bei entsprechender Verschiebung des Ringes *o* wird die Pumpe ausgerückt, und es gelangt infolgedessen kein Petroleum in den Vergaser. Dies dauert so lange, bis der Motor die normale Umlaufzahl wieder erreicht hat.

Da die mittels der Pumpe geförderte Petroleummenge nur von Hand geändert werden kann, bleibt die Zusammensetzung des aus Luft und Petroleumgasen bestehenden Gemisches während des normalen Ganges des Motors stets dieselbe.

## 2. Zweitaktmotoren.

Der von Mietz & Weiß in New York gebaute liegende Petroleummotor (Fig. 824) unterscheidet sich nur durch die Zündung und durch die zur Regelung der Petroleumzufuhr in den Cylinder getroffene Anordnung von dem auf S. 905 u. f. beschriebenen Gasmotor derselben Firma.

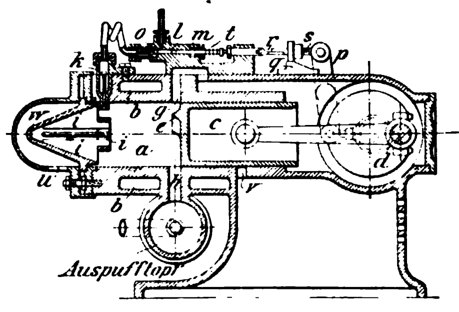


Fig. 824.

Die beim Auswärtshube des wieder mit einem Ablenker *e* versehenen Kolbens *c* aus dem geschlossenen Kurbelraume *d* durch die Öffnung *g* in den von einem Kühlmantel *b* umgebenen Cylinder *a* tretende Druckluft soll zunächst die Abgase durch die Öffnung *h* ausblasen, sodann, wenn der Kolben diese Öffnung überschritten hat, das mittels einer Pumpe *m* durch das Ventil *k* auf die Rippen *i* des Vergasers *w* gespeiste Petroleum zerstäuben. Die in ständiger Rotglut befindlichen Rippen *i* vergasen das Petroleum, so daß, wenn der Kolben seine hintere Endstellung erreicht hat, ein Gemisch vorhanden ist, welches sich ohne Benutzung einer äußeren Flamme an den heißen Wandungen des Verdampfers entzündet.

Um äußeren Abkühlungen vorzubeugen, ist der Verdampfer von einer Isolierglocke umgeben, durch deren Öffnung *u* er beim Anlassen des Motors mittels einer Handlampe erwärmt wird.

Das Petroleum gelangt von einem auf dem geschlossenen Kurbelgehäuse befestigten Behälter durch eine Rohrleitung zur Pumpe *m*, deren Kolben *l* mittels Schwinghebels *p* von einem Excenter der Kurbelwelle aus bei jeder Umdrehung vorgeschoben wird, sofern der Stößer *s* eines Pendelreglers mit der die Verlängerung des Kolbens bildenden federnden Klinke *r* zusammentrifft. Hierbei wird das zugeführte Petroleum durch das Rückschlagventil *o* und das Ventil *k* in den Cylinder gefördert. Durch die Feder *t* wird der Kolben *l* wieder in die frühere Stellung zurückgeführt.

Die Konstruktion des Pendelreglers entspricht derjenigen, wie sie bei dem Gasmotor der genannten Firma bereits besprochen wurde (s. S. 906).

Nach Angabe der Erbauer soll der Petroleumverbrauch höchstens 0,4 *l* für 1 $PS_n$/std betragen. Der zur Aufnahme des Kraftmittels dienende Behälter ist so groß, daß er während zehn Betriebsstunden nicht nachgefüllt zu werden braucht.

Da der Cylinder ringsum luftdicht geschlossen ist, die Verbrennungsgase in einen Auspufftopf entweichen und ferner bei jeder Kurbelumdrehung frische Luft durch das Kurbelgehäuse in den Cylinder gepreßt wird, arbeitet der Motor vollständig geruchlos. Die Schmierung erfolgt selbsttätig während des Ganges, und zwar wird das Öl den einzelnen Bedarfsstellen unter Druck zugeführt.

Die Motoren werden in acht Größen für Leistungen von 1 bis 20 $PS_n$ mit 500 bis 300 Uml/min gebaut.

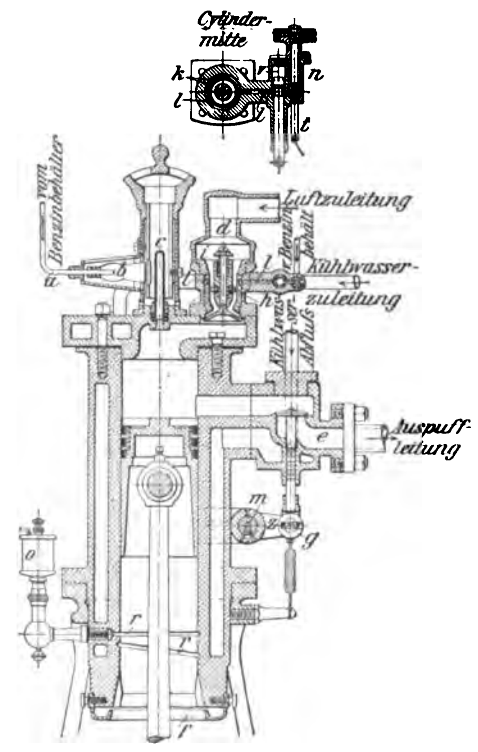



Fig. 825.

## c) Benzinmotoren.

Bei dem Fig. 825 ersichtlichen, im Viertakt arbeitenden stehenden Benzinmotor, System Lutzky, der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg wird das Kraftmittel der Maschine im flüssigen Zustande zugeführt; es verdampft erst im Mischventil unter Einwirkung eines Flügelrades (Einspritzkarburation). Hierdurch erreicht man neben größerer Gefahrlosigkeit im Betriebe eine vollkommenere und gleichmäßigere Vergasung als bei Verwendung der zur Bildung der karburierten Luft dienenden Gaserzeuger (Karburatoren), aus denen zunächst die leichter flüchtigen Bestandteile des Benzins von der durchstreichenden Luft mitgenommen werden und die schwereren zurückbleiben, so daß das Gemisch schließlich sehr gasarm wird (Verdunstungskarburation).

Auf dem konischen Ständer sitzt der Arbeitscylinder mit oberem Deckel, während die Antriebwelle mit den beiderseitigen Schwungrädern im unteren Teile des Ständers gelagert ist. Die Zündung der verdichteten Ladung ist als Rohrzündung ausgebildet. Zur Erhitzung des Porzellanröhrchens *c* dient ein Benzinbrenner *b*, welcher durch die Leitung *a* aus einem mit Schwimmer und Skala versehenen, etwas erhöht angeordneten Behälter gespeist wird; aus diesem Behälter fließt auch flüssiges Benzin nach dem auf dem Cylinderdeckel sitzenden Mischventil *d* über.

Beim Saughube des Kolbens tritt Luft durch die Haube *i* und das Mischventil in den Cylinder, gleichzeitig aber auch Benzin durch Rohr *t* und das einstellbare Nadelventil *n* hinter das vom Regulator gesteuerte Ventil *v*. Die von diesem Ventil nach den feinen Öffnungen *k* führenden Kanäle *l* sind stets mit Benzin angefüllt, welches indes nur so lange durch die genannten Öffnungen austritt, als das Ventil *v* geöffnet ist und der in der Leitung herrschende Überdruck zur Wirkung kommt. Das Benzin wird in diesem Falle durch die Öffnungen *k* auf ein im Innern des Mischraumes befindliches Flügelrädchen *h* gespritzt, welches, auf Kugeln gelagert, durch die angesaugte Luft in rasche Umdrehung versetzt wird und hierbei das auffallende Benzin zerstäubt und mit der durchstreichenden Luft innig mischt.

Bei anwachsender Geschwindigkeit des Motors bleibt zufolge der Wirkung eines von der Steuerwelle *m* aus bewegten Pendelreglers das Benzineinlaßventil *v* geschlossen.

Das Auspuffventil *e* wird ebenfalls von der Steuerwelle *m* durch Hebel *z* und Kugelgelenk *g* gehoben.

Um den Raum oberhalb des Kolbens ölfrei zu erhalten und damit die häufige Herausnahme desselben sowie eine Verschmutzung der Ventile zu verhüten, fließt das Öl von dem Behälter *o* in eine in die Cylinderwandung eingedrehte Rinne *r*, die sich spiralförmig nach unten fortsetzt. Das überflüssige Öl wird von der Ölfangrinne *f* aufgenommen. Aus den Rinnen *r* nimmt die Kolbenoberfläche mittels eingedrehter seichter ringförmiger Rinnen das Öl auf und verteilt es gleichmäßig auf die Cylinderwandung. Von dieser nehmen die am oberen Kolbenende sitzenden Dichtungsringe das nötige Schmiermaterial mit, welches somit nur so hoch geführt wird, als das Kolbenspiel es verlangt.

Um die Endtemperatur der verdichteten Ladung herabzuziehen und damit höchste Verdichtung derselben bezw. größte Wärmeausnutzung zu erhalten, bauen G a n z & Co. in Budapest stehende Benzinmotoren mit W a s s e r e i n s p r i t z u n g.

Bei diesen, nach dem Erfinder des Arbeitsverfahrens benannten B á n k i - M o t o r e n saugt der Kolben während des Niederganges gleichzeitig mit der Verbrennungsluft ein aus Einspritzwasser und Benzin bestehendes Gemisch in angemessenen Mengen in den Cylinder. Das Wasser verdampft größtenteils erst während des Verdichtungshubes und absorbiert dabei so viel Kompressionswärme, daß die Ladung auf 12 bis 16 atm verdichtet werden kann, ohne die Zündtemperatur zu erreichen. Der Verpuffungsdruck beträgt etwa 35 bis 40 atm. (Das Ladeverfahren ist mit Erfolg auch auf Gasmaschinen übertragen worden.)

---

Sechster Abschnitt.

# Die wichtigsten Hochbau-konstruktionen.

Bearbeitet von Professor Wagner, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

## A. Tabellen.

Nachstehende Zahlenwerte gelten im allgemeinen für ruhende Belastung.

Bei sich bewegender Belastung, namentlich wenn das Material Stöße auszuhalten hat, wählt man die niedrigsten Zahlenwerte.

Die größten Zahlenwerte sind bei Bauten, die nur einige Jahrzehnte stehen sollen, zulässig.

Das Zeichen ‖ bedeutet parallel zur Holzfaser, ⊥ bedeutet winkelrecht zur Holzfaser.

1. Zulässige Beanspruchungen in kg/qcm.

| | Druck | Zug | Schub | Elastizitätsmodul $E$ | Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Sandstein im allgemeinen | 15 bis 30 | . | . | . | . |
| Kalkstein (Marmor) im allgemeinen | 24 „ 25 | . | . | . | . |
| Granite im allgemeinen | 40 „ 50 | . | . | . | . |
| Ziegelmauerwerk im allgemeinen | 7 „ 15 | . | . | . | . |
| Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel | 7 | . | . | . | . |
| Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Zementmörtel | 7,5 bis 10 | . | . | . | . |
| Gutes Ziegelmauerwerk in Zementmörtel | 8 „ 12 | . | . | . | . |
| Bestes Klinkermauerwerk in Zementmörtel | 15 „ 20 | . | . | . | . |

| | Druck | Zug | Schub | Elastizitätsmodul $E$ | Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Kalkmörtel | 4 | . | . | . | . |
| Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel . . . . . . . . | 5 bis 8 | . | . | . | . |
| Lagerhaftes Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel . . . . . . . . | 10 | . | . | . | . |
| Beton im allgemeinen (größere Massen) . . . | 20 bis 35 | . | . | . | . |
| Betonmauerwerk zu Tage | wie Ziegelmauerwerk | . | . | . | . |
| Gewöhnl. Ziegelgewölbe . | 5 bis 7,5 | 0 | . | . | . |
| Gutes Ziegelgewölbe in Zementmörtel . . . . . | 10 „ 12 | 1 | . | . | . |
| Betongewölbe . . . . . . | 12 „ 18 | 2 | . | . | . |
| Zementbetongewölbe mit Eiseneinlage . . . . . . | 20 | bis 8 | . | . | . |
| Gewachsener guter Baugrund im allgemeinen . | 2 bis 2,5 | . | . | . | . |
| Feuchter Sand und weicher Ton . . . . . . . . . | bis 1 | . | . | . | . |
| Trockner Sand und fester Ton . . . . . . . . . . | 2 bis 4 | . | . | . | . |
| Festgelagerter Kies und Sand . . . . . . . . . | 3 „ 6 | . | . | . | . |
| Bauholz im allgemeinen. . | 60 (bis 100) | (60 bis) 100 | ∥ 6 (bis 9) ⊥ 12 (bis 16) | 100000 bis 120000 | 10 |
| Nadelholz . . . . . . . . . | 60 | 80 | ∥ 10 ⊥ 20 | . | . |
| Eichen- und Buchenholz . | 70 | 100 | ∥ 15 ⊥ 30 | . | . |
| Gußeisen . . . . . . . . . | 500 | 250 | 200 | 1000000 | 8 |
| Schmiedeeisen . . . . . . | 750 bis 1000 | 750 bis 1000 | 600 | 2000000 | 5 |

NB. Bezüglich der Zerdrückungsfestigkeit ergeben neuere Untersuchungen folgende Zahlengrenzen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Sandsteine etwa zwischen | 230 und | 1800 | kg/qcm, |
| Kalksteine „ „ | 200 „ | 1770 | „ |
| Granite „ „ | 1580 „ | 3100 | „ |

bei Ziegeln ist zu erreichen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| gewöhnliche Ziegel etwa | 200 bis | 300 | kg/qcm, |
| Verblender . . . „ | 300 „ | 500 | „ |
| Klinker . . . . „ | 450 „ | 600 | „ |

2. Eigengewichte in kg/cbm.

| Material | kg/cbm | Material | kg/cbm |
|---|---|---|---|
| Ziegelmauerwerk | 1600 bis 1800 | Schlackenbeton | 1000 bis 1300 |
| Verblend- u. Klinkerziegelmauerwerk | 2000 | Schlacken, Steinkohlenasche | 600 „ 850 |
| Ziegelmauerwerk aus gelochten oder porösen Steinen | 1100 bis 1500 | Mauerschutt | 1400 |
| Bruchsteinmauerwerk im allgemeinen | 1900 „ 2500 | Erde, Lehm | 1400 bis 1600 |
| Sandsteinmauerwerk | 2100 „ 2500 | Sand, Kies | 1400 „ 1800 |
| Kalksteinmauerwerk | 2000 „ 2600 | Asphalt | 1200 „ 1500 |
| Granitmauerwerk | 2700 „ 2800 | Stampfasphalt | 2000 „ 2100 |
| Ziegelbeton | 1800 | Terrazzo | 2200 |
| Granitbeton | 2500 | Gipsdiele | 1000 |
| | | Schwemmstein | 850 |
| | | Korkstein | 330 |
| | | Xylolith | 1400 |
| Eichenholz | 800 | Schweißeisen | 7800 |
| Buchenholz | 750 | Flußeisen | 7850 |
| Lärchenholz | 650 | Gußeisen (Roh-) | 7250 bis 7300 |
| Kiefernholz | 600 bis 650 | Blei | 11400 |
| Tannenholz | 550 „ 600 | Kupfer | 8000 bis 8900 |
| Fichtenholz | 500 | Zink | 6800 „ 7200 |

# B. Mauerwerk.

Mauerwerk kann hergestellt werden:

aus ungeformten Massen, Beton, Stampfmauerwerk, Pisé . . .;

aus natürlichen Steinen, unregelmäßig und wenig bearbeitet, sog. Bruchsteinmauerwerk. 1 cbm erfordert 1,25 bis 1,3 cbm aufgesetzte Steine;

aus natürlichen Steinen, regelmäßig bearbeitet zu Werksteinen, Quadern u. s. w., sog. Werk- oder Hausteinmauerwerk;

aus künstlichen Steinen, Ziegel, Klinker, Chamottsteine, Verblender u. s. w., und zwar voll, gelocht, profiliert als Formsteine, in allen Farben, glasiert, hart und weich gebrannt, u. s. w. u. s. w. im allgemeinen Ziegelmauerwerk.

Durch Läufer- und Binderwechsel erzielt man guten Steinverband, in der Regel ist Mörtelverband (Kalk-, Zementmörtel u. s. w.) erforderlich, und in einzelnen Fällen kommt der mechanische Verband mittels Dübel, Anker, Klammern u. dergl. zur Anwendung.

Mauerwerk braucht man nicht nur zur Wandbildung und deren Gründungen, sondern man kann damit auch den Fußboden bilden, und zwar als Pflaster, Täfelung, Betonierung, Estrich, Terrazzo u. s. w.; oder es bildet die Decke als Gewölbe (s. unter G) oder als Steindecke im allgemeinen (s. unter F).

Für den Fabrikbau ist das Ziegelmauerwerk am wichtigsten.

Das deutsche **Normalziegelformat** beträgt:

Länge = 25 cm (1 Stein), Breite = 12 cm (1/2 Stein), Dicke = 6 1/2 cm (1/4 Stein). Stoßfugen = 1 cm, 13 Schichten = 1,00 m hoch; 1 cbm Mauerwerk erfordert 400 Steine.

| | | |
|---|---|---|
| 1/2 Stein starke Mauer | = 12 cm, | |
| 1 " " " | = 25 " | 12+1+12=25 |
| 1 1/2 " " " | = 38 " | 25+1+12=12+1+25 |
| 2 " " " | = 51 " | 25+1+25=12+1+25+1+12 |
| 2 1/2 " " " | = 64 " | 25+1+25+1+12=12+1+25+1+25 |
| 3 " " " | = 77 " | 25+1+25+1+25=12+1+25+1+25+1+12 |
| 3 1/2 " " " | = 90 " | u. s. w. |
| 4 " " " | =103 " | |

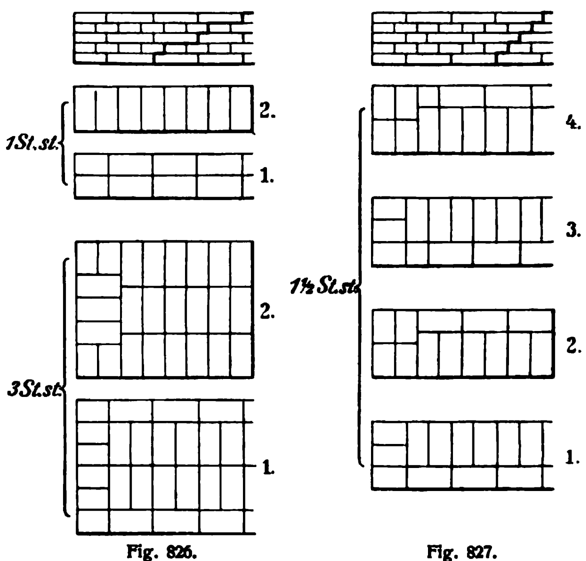



Fig. 826. Fig. 827.

An Ecken sind 3/4 Steine erforderlich. Die wichtigsten Verbände sind **Blockverband** (Fig. 826) und **Kreuzverband** (Fig. 827). Bei beiden wechseln Läuferschichten mit Binderschichten ab, und die Stoßfugen gehen geradlinig durch die ganze Mauerdicke hindurch.

Man unterscheidet:

**Umfassungsmauern**, deren dünnste zulässige Stärke im obersten (Dach-)Geschoß 1 bis 1 1/2 Stein beträgt, die Zunahme in jedem Geschoß abwärts je um 1/2 Stein; ausnahmsweise können auch zwei Geschosse eine und dieselbe Mauerdicke haben.

**Fachwerksmauern**, welche 1/2 Stein stark mit eingebundenen hölzernen Säulen, Streben und Riegeln hergestellt werden.

Mittelmauern von $1^1/_2$ bis 2 Stein stark, zum Auflegen der Balken, Kanäle unterzubringen u. s. w.

Scheidemauern von $^1/_2$ bis 1 Stein stark, im ersteren Falle in der Regel Fachwerkswand.

Giebel, Brandmauern, Kommunmauern sind mindestens 1 Stein stark im Schilde; bei sehr langen Gebäuden sind etwa alle 25 m besondere Brandgiebel anzuordnen, die mindestens bis unter die Eindeckung reichen müssen.

Isoliermauern dienen zur seitlichen Abhaltung von Feuchtigkeit bei Umfassungsgrundmauern.

Alle Gebäudemauern sollten etwas über Terrainhöhe eine wagerecht eingelegte Isolierschicht (am besten von Asphalt, 1 bis $1^1/_2$ cm stark) erhalten, um die aufsteigende Feuchtigkeit abzuhalten.

Futtermauern haben gewachsenen Boden vor seitlichem Ausweichen zu schützen.

Stützmauern sollen Aufschüttungen vor dem Abrutschen bewahren.

Einfriedigungsmauern sind freistehende Mauern, welche der Stabilität wegen bei größeren Längen mit Schäften (Knotenpunkten) anzuordnen sind. Schaft und Schild.

Für Fabrikbauten und Werkstätten ist in der Regel der Rohziegelbau dem Putzbau vorzuziehen.

Die Anordnung von Schäften zwischen den Öffnungsachsen gibt dem ganzen Gebäude größere Festigkeit und wohlfeile charakteristische Architektur.

Ein Zusammensetzen aller Mauern ist unvermeidlich, doch muß dieses „Setzen" ganz gleichmäßig erfolgen. Es ist sicherer, wenn diese Senkung vor der Benutzung eines Gebäudes vorüber ist. Daher soll man auch starke und sehr hohe Mauern nicht zu schnell bauen.

Bei Mauerwerk wird Belastung $(P)$ + Eigengewicht $(G)$ = Grundfläche $(F) \times$ zulässige Beanspruchung $(k_d)$; also $F = \frac{P+G}{k_d}$.

# C. Mauerdurchbrechungen.

## a) Allgemeines.

Die Überdeckung von Mauerdurchbrechungen kann geschehen:

1. durch wagerechte Abdeckung mittels Stein, der auf seine freie Länge entlastet werden muß (Entlastungsfuge) oder mittels eiserner Träger, besonders I geeignet;
2. durch Überkragung, vorkragende Steine. Im Ziegelbau läßt sich hier durch Vorstreckung einzelner Schichten viel erreichen;
3. durch Spreizung, Aneinanderlehnung zweier Steine;
4. durch Wölbung. Der gewölbte Ziegelbogen 1 bis $1^1/_2$ Stein stark für jede Mauerdicke. (Fig. 828 a = 1 Stein stark, b = $1^1/_2$ Stein stark.) Die größte Rolle spielt der 1 Stein starke Ziegelbogen zur Entlastung = Entlastungsbogen.

Bei jeder Wölbkonstruktion ist zu unterscheiden:

das Widerlager, d. i. der Mauerkörper, auf dem die Wölbung ruht und Druck ausübt;

die Stirn, Stirnflächen (Haupt), das sind die ebenen lotrechten Endflächen in den Mauerfluchten;

der Kämpfer, d. i. die Linie, in welcher die Wölbung am Widerlager ansetzt;

die Spannweite, d. i. die kürzeste wagerechte Entfernung zwischen den beiden Kämpferlinien;

die Laibung, d. i. die innere gewölbte Fläche;

der Rücken, d. i. die äußere gewölbte Fläche;

der Scheitel, d. i. der höchste Punkt in der Laibung;

der Pfeil oder die Stichhöhe, d. i. die lotrechte Entfernung zwischen Scheitel und Kämpfer.

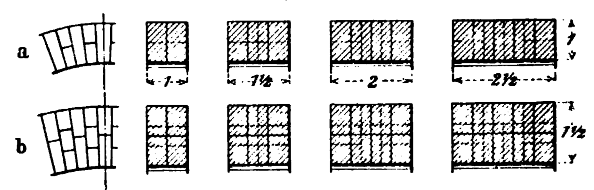



Fig. 828.

Die Wölblinie ist im Fabrikbau sehr häufig der Stichbogen; man mache die Pfeilhöhe $p = \frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ der Spannweite $s$, also $s$ = Halbmesser (Fig. 829).

Die halbkreisförmige Wölblinie ergibt den sog. Rundbogen (Fig. 830), bei dem der Halbmesser $= p = \frac{s}{2}$ ist.

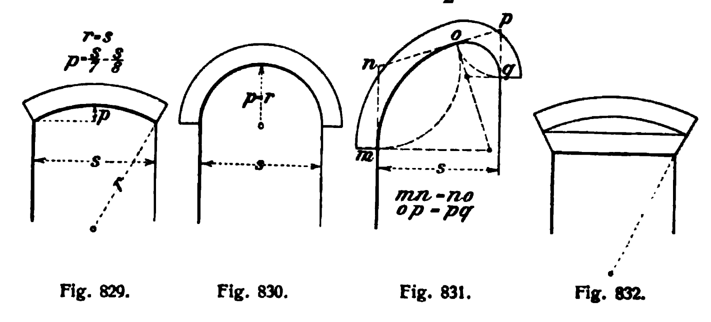



Fig. 829. Fig. 830. Fig. 831. Fig. 832.

Liegen die beiden Kämpfer verschieden hoch, so erhält man einen sog. ansteigenden Bogen; Fig. 831 zeigt eine derartige Konstruktion.

Die seltener zur Anwendung kommenden elliptischen, Korb- und andere Bögen seien nur erwähnt. Fig. 832 zeigt den sog. scheit-

rechten Bogen, der bei wagerechter Wölbung entsteht; er muß durch Entlastungsbogen vor Druck bewahrt werden.

Fig. 833 führt einige Kämpferbildungen vor Augen.

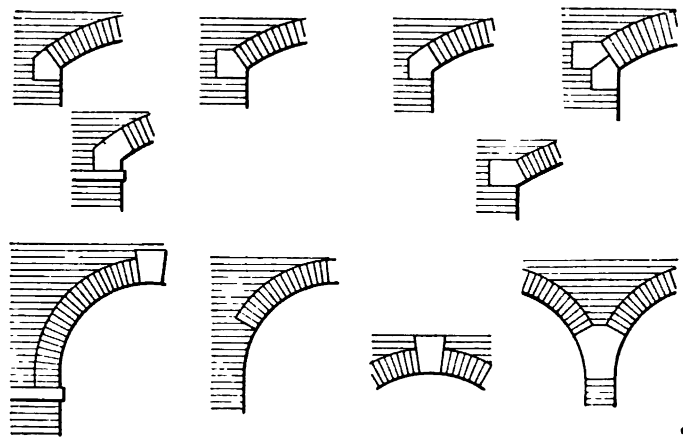


Fig. 833.

**b) Türöffnungen mit steinerner Einfassung** (Fig. 834 und 835).

Die Einfassung kann zwar gemauert sein, wird aber am besten aus besonders zugerichteten Werksteinen hergestellt, die die Öffnung an der Außenseite einrahmen, während innen durch Anordnung des sog. Maueranschlages Gelegenheit zum Anschlagen der Tür selbst gegeben wird.

Die Einfassung besteht aus:

1. Schwelle oder Sohlbank: $1^1/_2$ bis 2 cm über Fußbodenhöhe; sie muß hohl liegen;
2. 2 Gewände: 16 bis 18 cm breit und 18 bis 20 cm stark. Anschlag 10 bis 12 cm;
3. Sturz: entweder wagerecht oder in Bogenform (wie in der Fig. 834) von derselben Abmessung wie vorher.

Dieses steinerne Türgerüst muß durch gewölbten Bogen (oder durch Eisenkonstruktion) entlastet werden.

In der Regel wird bei Türöffnungen in der Umfassung die Tür nach innen schlagen müssen, und zwar schlägt sie dann entweder stumpf auf die Steineinfassung (Fig. 835 a) oder sie schlägt in Steinfalz (Fig. 835 b), oder man wendet einen Blendrahmen an, wobei Holz auf Holz schlägt und ein dichterer Verschluß erzielt wird (Fig. 835 c).

Bei Türen in Umfassungsmauern, welche nach außen schlagen müssen, kann auch die steinerne Türeinfassung von der äußeren Mauerflucht zurückgesetzt werden, so daß innen und außen ein Anschlag entsteht (Fig. 835 d).

### c) Fensteröffnung (Fig. 836, 837, 838).

Die Einfassung der Öffnung kann für Fabrikgebäude wie in Fig. 836 gemauert sein, doch ist die kostspieligere Ausführung mit Werksteineinfassung (auch nur teilweise) selbstverständlich nicht ausgeschlossen

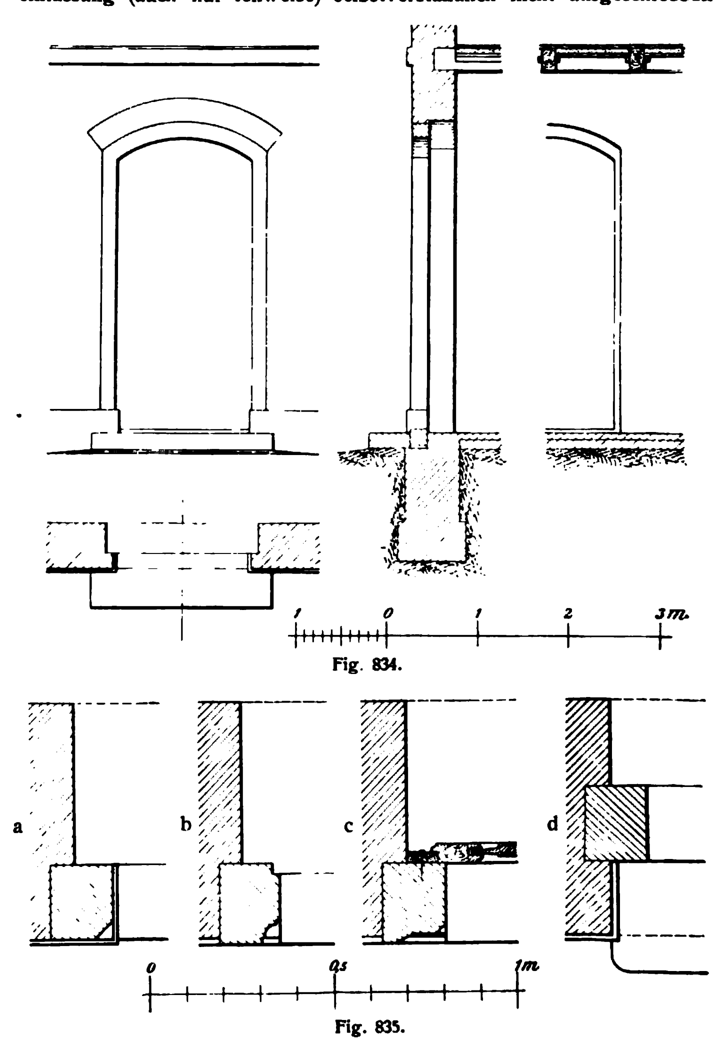



Fig. 834.

Fig. 835.

und kann zur Belebung der Fassade gute Dienste leisten. In diesem Falle sind die einzelnen Teile wiederum: Sohlbank, 2 Gewände und der Sturz.

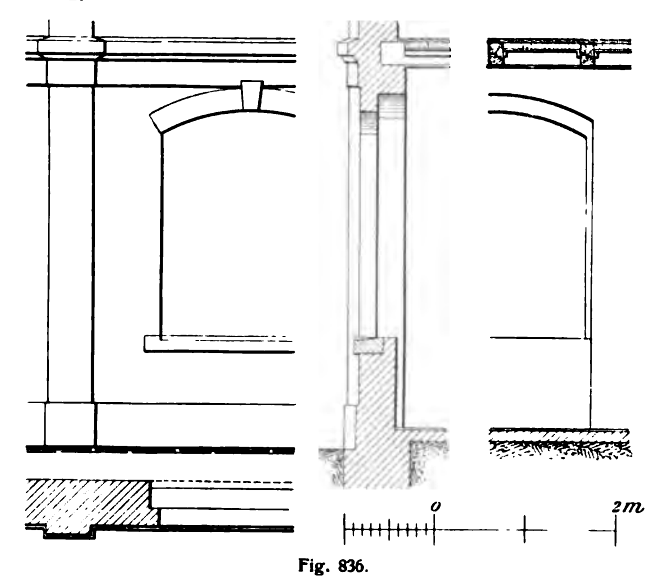



Fig. 836.

Die Sohlbank, am besten aus Werkstein und hohlliegend, liegt in Brüstungshöhe, d. i. etwa 0,8 bis 1,0 m über Fußboden. Sie bedarf

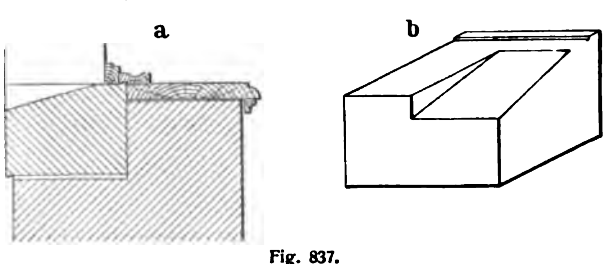



Fig. 837.

besonderer Aufmerksamkeit, damit Niederschlagswasser nicht ins Innere eindringen kann. Sie muß daher so tief in die Mauer eingreifen, daß das Fenster selbst auf sie zu stehen kommt (Fig. 837a und b).

Der Fensteranschlag beträgt etwa 7 bis 10 cm.

Als Sturz genügt häufig der 1 Stein starke (höchstens 1½ Stein) gewölbte Bogen, wie in Fig. 836 dargestellt.

Einige besondere Fenstergrundrißanordnungen zeigt Fig. 838, und zwar

(a) Fenster mit schräger Laibung, der besseren Beleuchtung wegen;
(b) gekuppelte Fensteröffnung;
(c) Fensteröffnung mit zurückgesetzter Einfassung;
(d) Öffnungen ohne Anschlag und ohne Fensterverschluß; für Räume anwendbar, in denen die Luft freien Zutritt haben muß — Luftfenster.

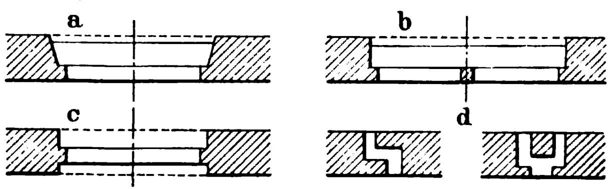



Fig. 838.

Fensteröffnungen in Stockwerksbauten, welche einen Raum recht gut beleuchten sollen, möchten möglichst hoch bis unter die Decke reichen.

## d) Innere Türöffnungen (Fig. 839).

Im Inneren wendet man gern hölzerne Einfassung an, und zwar besteht dieses hölzerne Türgerüst aus Stollenholz, wie in Fig. 839b, das dann mit Futter und Verkleidung zu versehen ist.

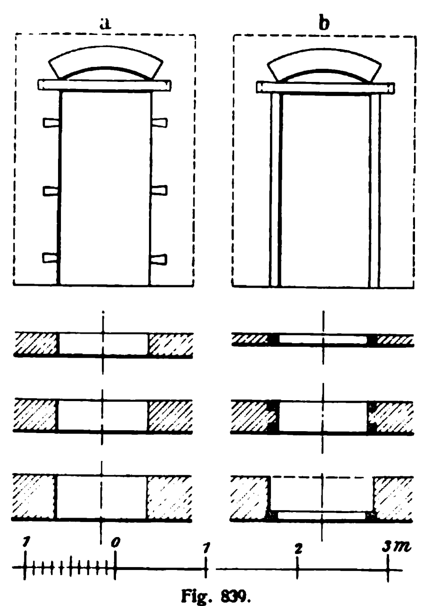



Fig. 839.

Praktisch ist es, sog. Holzziegel (Fig. 839a) einzumauern, an denen die verkleidenden Hölzer und die Tür selbst mit ihren Angeln befestigt werden kann. Ein Entlastungsbogen ist in beiden Fällen nötig.

Die Tür selbst kann ausgeführt sein:

einflügelig, 0,70 bis 1,00 m breit, wenigstens etwa 2,00 m hoch;

zweiflügelig mit 2 Schlagleisten, etwa von 1,15 m breit an;

zweiflügelig mit 1 Schlagleiste, mindestens 1,30 m breit.

Bei größeren Breiten kann auch die Schiebetür zur Anwendung kommen.

Im allgemeinen soll eine Tür nach rechts auswärts schlagen. Fabriksaaltüren, sowie Kesselhaustüren und andere müssen nach außen schlagen. Sogenannte Windfangtüren und ähnliche Türen können auch nach zwei Seiten schlagend angeordnet werden.

Die Ausnutzbarkeit der Wandflächen darf durch die Anordnung von Türen nicht beeinträchtigt werden.

## D. Holzverbindungen (Fig. 840).

Ganz unentbehrlich ist Holz für den Hochbau. Eine zweckmäßige Verbindung einzelner Holzteile ist wichtiger als die Anwendung von schwer zu erhaltenden Holzlängen, -stärken und -breiten. Bei allen Holzverbindungen kommen Hilfsstücke zur Mitverwendung, wie Holznägel, eiserne Nägel (Draht- und geschmiedete Nägel), Schraubenbolzen, Holzschrauben, Klammern, Bankeisen, eiserne Bänder, Schienen und Schuhe, Anker, hölzerne Keile, Dübel u. a. Wagerechte und geneigte Hölzer mache man in der Regel höher wie breit, lotrechte Hölzer quadratisch.

Das Bedürfnis, Hölzer zu verbinden, bezweckt:

1. Eine **Verlängerung**, und zwar wagerecht als Stoß und Blatt (*a*, *b*, *c*); sie soll immer an unterstützter Stelle des Balkens erfolgen. *d* ist eine lotrechte Zapfenverlängerung.
2. Eine **Verstärkung**, und zwar wagerecht durch Aufeinanderlegen zweier oder mehrerer Hölzer mit inniger Verbolzung. $e$ = Verzahnung (Zahnhöhe $= \frac{1}{10} h$), $f$ = Verdübelung (Dübelhöhe $= \frac{1}{10} h$), $h$ = Verbolzung, auch als Gitterträger ausbildbar. Verzahnte und verdübelte Träger erhalten in der Regel eine Überhöhung oder Sprengung von etwa $\frac{1}{60}$ der freien Länge. $g$ ist eine lotrechte (Säulen)verstärkung, Verschränkung genannt.
3. Eine **Verbreiterung**, um Holzflächen aus Brettern, Bohlen u. s. w. zu bilden. Unter *i* ist der Reihe nach dargestellt: Fügen, Messern, Falzen und Federn. Vier Beispiele der Spündung (Spund und Nut) zeigt Fig. 840 *k*.
4. Eine **Verknüpfung** zweier oder mehrerer Hölzer. Hierbei muß die größte Widerstandsfähigkeit der Hölzer zur Geltung kommen. Die wichtigsten hier einschlagenden Verknüpfungen sind:

   Der Zapfen (*l*), stets in der Längsrichtung der Faser, Zapfenbreite $= \frac{1}{3}$ Holzbreite; $m$ = Scherenzapfen.

   Die Versatzung oder Anstirnung, in der Regel vereinigt mit dem Zapfen (*n*, *o*); die Richtung der Anstirnung ergibt sich durch Halbierung des Außenwinkels des schräg auftreffenden Holzes (Strebe).

   Die Verblattung; beide sich kreuzenden Hölzer liegen in derselben Ebene und durchdringen sich förmlich (*p*). Eine schwalbenschwanzförmige Verblattung zeigt *q*; größere Festigkeit erlangt man durch gleichzeitige Anwendung einer Versatzung (*r* und auch *s*).

Fig. 840.

(NB. Aus der großen Anzahl Holzverbindungen sind nur einige charakteristische Fälle in Fig. 840a bis 840z ausgewählt worden.)

Der Kamm; besonders bei Auflagerung der Dachbalken auf der Mauerlatte in Anwendung; die Hölzer liegen unverschieblich aufeinander; *t* zeigt Seitenkamm, *u* und *v* einen Mittelkamm; auch schwalbenschwanzförmige Kämme sind praktisch, ebenso der Kreuzkamm.

Die Klaue, eine einfache Aufhängung eines schrägen Holzes (Sparren) auf ein wagerechtes Holz (*w* und *x*) oder auch, wie in *y* und *z*, die Anstrebung eines Holzes gegen ein wagerechtes Holz.

## E. Balkenlagen mit Zwischendecken.

Man unterscheidet Stockwerks-, Dach- und Kehlbalkenlagen. Die letzteren beiden sind stets aus Holz, während bei Stockwerksbalkenlagen auch Eisen in Anwendung kommen kann.

Der hölzerne Balken ist in sehr vielen Fällen unentbehrlich und wird nie durch Eisen vollständig verdrängt werden können.

Fig. 841 a.

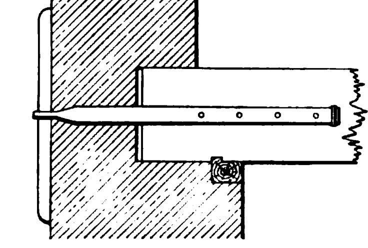


Fig. 841 b.

Das beste Querschnittsverhältnis eines Holzbalkens ist $b : h = 5 : 7$. Fig. 841 a zeigt die Konstruktion, um diesen tragfähigsten Querschnitt zu erhalten $\left(d\sqrt{\frac{1}{3}} : d\sqrt{\frac{2}{3}}\right)$.

Übliche Balkenstärken sind 18 bis 20/24 bis 26 cm. Als größte Balkenhöhe kann etwa 30 cm angenommen werden.

Die Balken liegen in der Regel nach der Tiefe des Gebäudes und sollen etwa 6 m freie Länge nicht überschreiten, damit außergewöhnliche Holzstärken vermieden werden. Auflager etwa 25 cm oder gleich der Balkenhöhe. Sie liegen entweder direkt auf der Mauer, können aber auch, wenn die Mauer absetzt, auf einer Mauerlatte (etwa 6/8 cm) aufgekämmt werden. Die Mauerlatte braucht man bei Dachbalkenlagen; sie ist jedoch bei Stockwerksbalkenlagen entbehrlich. Einige Balken, namentlich auf festem Mauerschafte liegend, müssen durch Balkenanker mit dem Mauerwerk verbunden werden (Fig. 841 b).

Ein Balken darf niemals seiner ganzen Länge nach in einer Wand liegen (nur bei Fachwerkswänden kann eine Ausnahme stattfinden).

Jeder Balken muß 7 cm von jeder äußeren Umwandung eiens Schornsteins entfernt bleiben.

Man unterscheidet:

Hauptbalken; sie reichen, ohne gestoßen zu werden, von Umfassung bis Umfassung.

Giebel-, Ortbalken; sie liegen dicht an (niemals in) einer Giebel- beziehentlich an einer seitlichen Umfassungsmauer.

Wechselbalken; sie unterbrechen einen Hauptbalken an einer bestimmten Stelle, z. B. um einer Esse aus dem Wege zu gehen. Auch Aufzüge, Treppen u. s. w. erfordern Auswechselung eines Balkens.

Halb- oder Streichbalken; sie liegen zu beiden Seiten von Zwischenwänden und haben oft halbe Breite bei unveränderter Höhe.

Außerdem gibt es: Stichbalken, Gratbalken u. a. m.

In der Dachbalkenlage sind zu unterscheiden: Binderbalken, welche den Dachverband zu tragen haben, und Leerbalken, welche zwischen jenen liegen (s. unter J).

Hölzerne Balkenlagen erfordern zumeist Zwischendecken. Sie kommen in Anwendung als halber Windelboden (s. Fig. 834, 836 und 843) mit Hohlraum, oder als ganzer Windelboden mit voller Ausstaakung, also ohne Hohlraum.

Die Ausstaakung (der Einschub) ist entweder von Schwarten mit Lehmverstrich und Auffüllung von Schlacken, Lehm, Sand hergestellt oder man verwendet Gipsdielen, Zementdielen u. a. an Stelle des Einschubs.

Die Anwendung von Zwischendecken erfordern Stuckdecken, d. h. eine Deckenschalung mit Berohrung und Deckenputz (auch direkt an die Balkenunterseiten angeschraubte Gipsdielen sind verwendbar). Stuckdecken lassen sich ferner herstellen mittels Rohrgewebe, ebenso wird Holzlättchengewebe angewendet u. a. m.

Hölzerne Balkenlagen erhalten entweder Dielung von Holz (3 bis 4 cm stark) oder Gips-Estrich mit Linoleumbelag.

---

In gewöhnlichen Fällen kann die übliche empirische Formel $h = 16 + 2\,l$ (cm) genügen, worin $l$ die freie Balkenlänge in m, $h$ die Balkenhöhe bezeichnet.

In Fabrikgebäuden sind wegen der besonderen Belastungen die Balkenabmessungen besonders zu berechnen. Bei gut konstruierten Balkenlagen kann die Belastung als gleichmäßig verteilt angenommen werden $\left(\frac{Q\,l}{8} = W k_b\right.$ — vergl. S. 49$\left.\right)$.

Es beträgt das Eigengewicht der Deckenkonstruktion je nach der Balkenstärke und Balkenentfernung in kg/qm:

| | |
|---|---|
| für Balkenlage mit Dielung (also ohne Zwischendecke und Decke) . . . . . . . . . . | 60 bis 80, |
| für Balkenlage mit Dielung und Decke und halbem Windelboden . . . . . . . . . . . . | 250 „ 350, |
| für Balkenlage mit Dielung und Decke und ganzem Windelboden . . . . . . . . . . . . | 350 „ 450. |

Es beträgt die Nutzlast (Verkehrslast, zufällige Last), welche hinzukommt, in kg/qm:

| | |
|---|---|
| in gewöhnlichen Räumen . . . . | 200 |
| Belastung durch Menschengedränge | 400 |
| in Magazinen und Lagerräumen . | 500 bis 800 |

(s. unter G).

---

In Räumen mit maschinellen Einrichtungen, Transmissionen, Antrieben u. s. w. sind oft besondere Deckenkonstruktionen erforderlich, um die einzelnen Balken noch zu versteifen und vor störenden Erschütterungen zu bewahren, namentlich auch, um starke Belastungen auf größere Flächen zu übertragen. Hierher gehören und erfüllen bei hölzernen Balkenlagen am besten diesen Zweck:

die Kreuzstakung (Fig. 842a). Hierbei wird die Zwischendecke durch abwechselnd über Kreuz scharf eingespannte Hölzer gebildet, die mit Strohlehm umwickelt werden. Dieses Verspannen muß in allen nebeneinanderliegenden Balkenfeldern zugleich vorgenommen werden; sowie

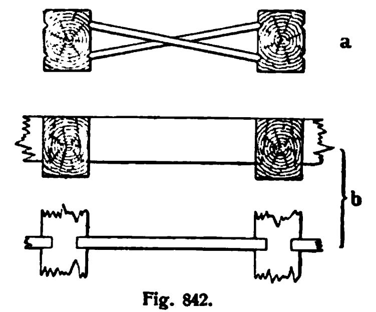


Fig. 842.

die Spannbohlen (Fig. 842b). In kurzen Entfernungen (etwa 1 m) werden Bohlen eingelassen, um seitliche Schwankungen zu verhindern.

---

Bei den Zwischendecken mit Auffüllung (sogenannter Fehlboden) kann letzterer zum Verderben des Holzes beitragen. Fig. 843 (a, b und c) zeigen Beispiele für hölzerne Balkenlagen mit massivähnlichen Zwischendecken, also ohne Fehlboden.

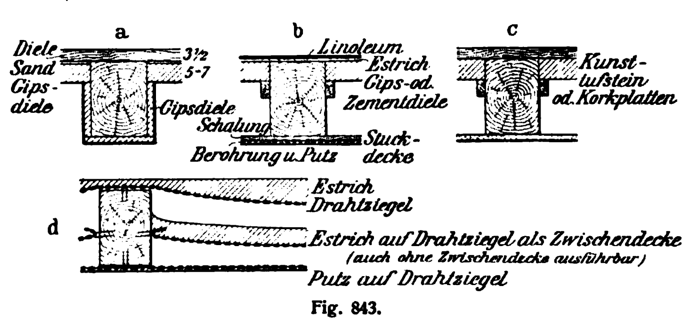


Fig. 843.

An Stelle von Holzdielung wird außer Linoleum auch Xylolith und Papyrolith verwendet.

Erwähnt sei hier die Verwendung von Drahtziegeln (vielleicht besser Ziegeldraht genannt) zur Decken- und Fußbodenbildung (sog. Terrast) (Fig. 843 d).

Dieses Drahtziegelgewebe ist auch geeignet, um dünne Putzschalen zwecks Einhüllung herzustellen.

Neuerdings werden sog. Netzdecken verschiedenster Konstruktion mit mehr oder weniger Vorteil in Anwendung gebracht. Am längsten

in Anwendung und sich noch heute bewährend ist der sog. Rabitzputz, d. i. Putz auf Drahtgewebe. Solcher Drahtputz ist auch geeignet zur Einhüllung von eisernen Säulen u. s. w.

## F. Stein- und Eisendecken, Betondecken u. s. w.

Das Bestreben, Holz mehr und mehr bei wagerechten Abdeckungen von Räumen zu vermeiden, hat zu einer beinahe unabsehbaren Menge der verschiedensten, mehr oder weniger brauchbaren eisernen Konstruktionen geführt.

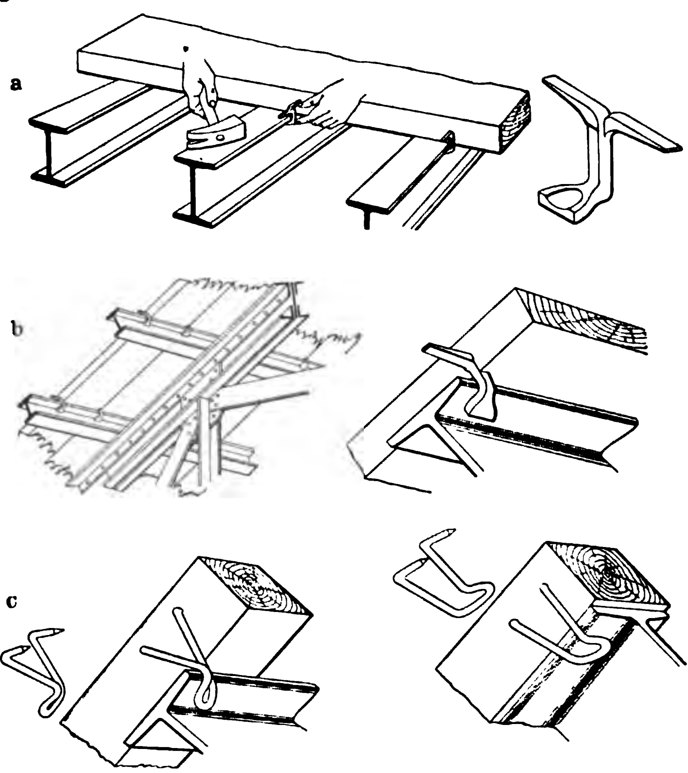



Fig. 844.

Die Anwendung anderer Profile als I-Träger hat sich aber stets als unpraktisch erwiesen.

Eine Hauptschwierigkeit bietet die Anwendung von eisernen Balken da, wo ein Raum Holzdielung erfordert, weil die Befestigung der

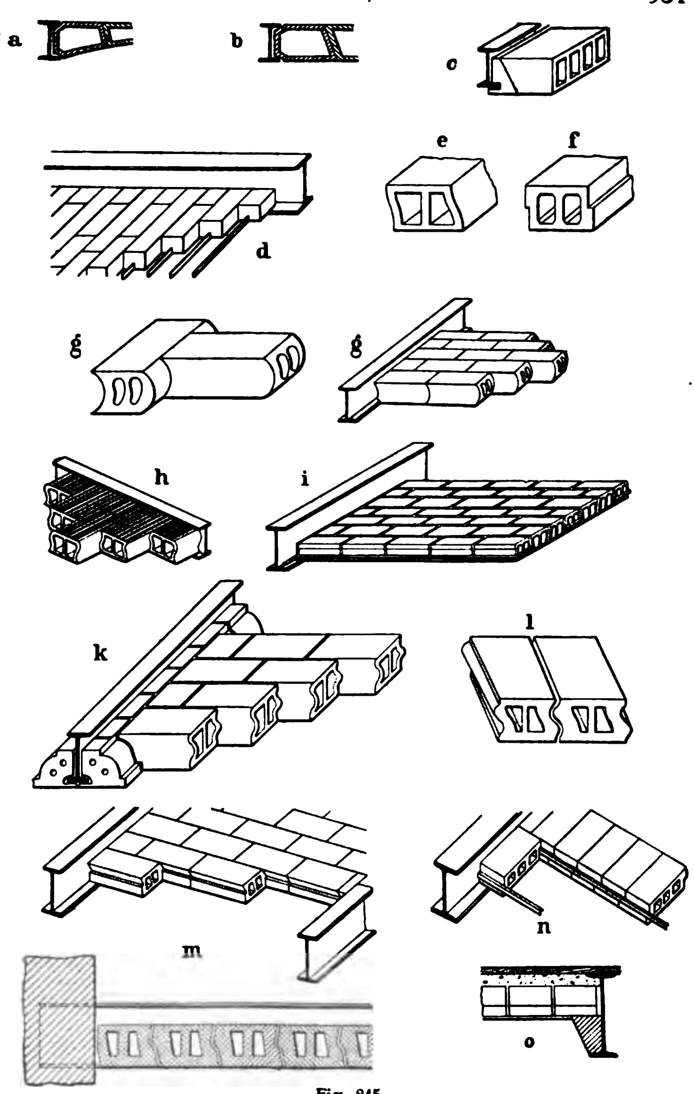



Fig. 845.
a hohle gebrannte Wölbsteine. — b desgl., Unteransicht wagerecht. — c sog. Hourdis (Schweiz). — d wagerecht eingespannte Ziegel mit Eiseneinlage, auch Schwemmsteine (Tuffsteine) und Korksteine anwendbar. — e bis o lang- und quergelochte Steine mit einem Profil; in Anwendung mit und ohne Eiseneinlage.

Dielung auf Eisen umständlich und damit teuer wird. Die bis jetzt bekannt gewordene glücklichste Lösung bieten die Rordorfschen Verbindungshaften (Fig. 844 a).

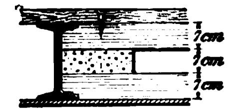
Fig. 844 b zeigt die analoge Anwendung für Dachschalung auf eiserner Unterlage und 844 c sog. Lagerholzklammern zur Befestigung von Sparren, Pfetten u. dergl. auf I-Eisen (s. auch unter Q).

Nicht allein der Feuersicherheit wegen, sondern auch, weil Holz gar so leicht dem Verderben an sich ausgesetzt ist, hat man die verschiedensten Konstruktionen in Stein und Eisen vorgeschlagen.

NB. Das beste und einfachste Mittel, Holz vor dem Verderben zu bewahren, besteht darin, daß man alles Holz in einem Baue in Verbindung mit der Luft hält, also alle Konstruktionen so einrichtet, daß Luft überall dazu kann.

Von den neueren Stein- und Eisendecken seien eine Anzahl bildlich vorgeführt (Fig. 845 a bis 845 o). Es sind dies Steindecken, bei denen zwischen I-Trägern Steine von irgendeiner geeigneten Form eingespannt werden, und zwar zumeist so, daß die Unteransicht der Decke wagerecht wird.

Zur Bildung der Zwischendecke mit isolierendem Hohlraum eignen sich zwischen I-Trägern als Balken die gewöhnlichen Gipsdielen, auch Zementdielen mit Hohlräumen u. a. m. (Fig. 846).



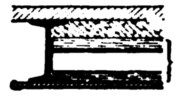


Fig. 846.

Wenn es sich um möglichst große Feuersicherheit handelt, so können allerdings nur diejenigen Konstruktionen in Frage kommen, bei denen das Eisen vollständig eingebettet (umhüllt) wird.

Alle diese vorgeführten Massivdecken sind aber mehr oder weniger schallfortpflanzend. Diese Unannehmlichkeit muß um so stärker auftreten, je dichter (massiver) die Konstruktion und je mehr Eisen dabei verwendet worden ist.

Da, wo Zement und Zementbeton als Einbettungsmaterial verwendet wird, ist als Vorteil für diese Konstruktionen zu erwähnen, daß Zement und Eisen nahezu denselben Ausdehnungskoeffizienten haben, sowie daß das Eisen, das in Zement eingehüllt ist, sehr gut gegen Rosten geschützt ist (s. auch Fig. 847).

Viel Anwendung finden die sog. Betondecken, bei denen der Zementbeton zwischen die I-Träger eingestampft wird.

Zumeist werden irgendwelche Eisenteile zur Aufnahme der Zugspannungen eingebettet (Bandeisen, Rundeisen, Eisennetze, Streckmaterial, Wellblech u. a. m.). Fig. 847 zeigt einige Anwendungen.

Hierher gehören auch (und boten mit den noch früher entstandenen Rabitzkonstruktionen den ersten Anlaß zu vielen der neueren Decken

und Wände) die Monierkonstruktionen, wobei Eisenstäbe in Zement eingebettet werden. Diese Konstruktionen kommen als wagerechte Plattenabdeckung auf I-Träger in Anwendung, können aber auch

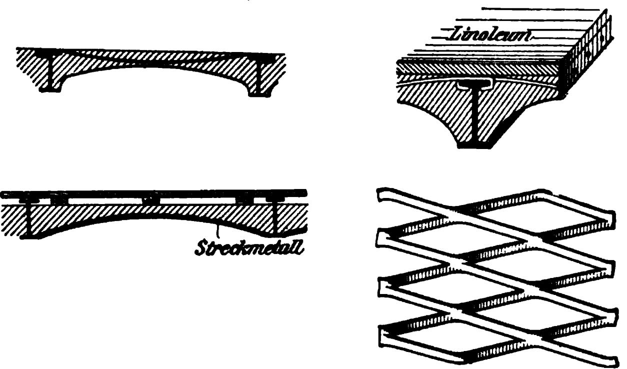



Fig. 847.

gewölbartig an Ort und Stelle gefertigt werden. Hierbei werden die große Druckfestigkeit des Zementes und die vorzügliche Zugfestigkeit des Eisens vorzüglich ausgenutzt.

Das neuerdings vielfach angepriesene System Hennebique beruht auf ähnlichen Grundlagen und ist also eine armierte Betondecke für große Spannweiten. Auch hier werden nach bestimmten Prinzipien Eisenkonstruktionen in Zementbeton eingehüllt, wie etwa Fig. 848 zeigt.

Fig. 848.

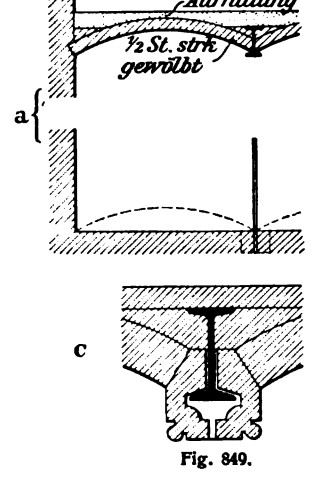
## G. Raumabwölbung.

Viele industrielle Räume und oft auch ganze Gebäude erfordern der Feuersicherheit und der Tragfähigkeit wegen die Abwölbung in Ziegeln und ähnlichem Material. Dann kommt fast ausschließlich in Betracht und soll hier auch allein herausgegriffen werden das Stichbogen- oder Stichkappengewölbe, auch preußische Kappe genannt. Fig. 849a zeigt eine $1/2$ Stein starke gewölbte Kappe unter Anwendung von I-Trägern.

Die Stichkappen lassen sich auch direkt aus Beton einstampfen (Fig. 849b).

Die sichtbaren Eisenteile müssen, wenn vollständige Feuersicherheit erreicht werden soll, verkleidet werden, wie Fig. 849c als Beispiel zeigt (s. auch Fig. 845c).

Die Einwölbung eines Stockwerks kann erst erfolgen, wenn das Gebäude unter Dach und Fach ist.



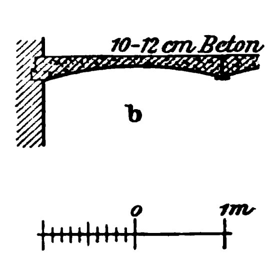




Fig. 849.

Stichhöhe = $^1/_7$ bis $^1/_8$ der Spannweite.

Gewölbestärke = $^1/_2$ Stein, bei größerer Nutzlast ausnahmsweise 1 Stein.

Spannweite = 1,0 bis 2,0 m, höchstens 3,0 bis 4,0 m, weil große Spannweiten zuviel Höhe wegnehmen.

Die Wölbung in Ziegeln erfolgt entweder in Längsschichten oder durch Querwölbung, oder durch Diagonalschichten (auf den Schwalbenschwanz).

Man kann folgende Belastungen annehmen:

| a) In Arbeitsräumen mit leichteren Maschinen (kg/qm) | Eigenlast | Nutzlast | zusammen |
|---|---|---|---|
| 1. Gewölbte Decke $^1/_4$ Stein stark mit Hintermauerung und Auffüllung zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschl. Putz, Fußboden und allem | 300 | . | 300 |
| 2. Desgl. $^1/_2$ Stein stark desgl. desgl. . . . . . | 400 | 200 | 600 |
| 3. Desgl. $^1/_2$ „ „ desgl. desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite. . . . | 500 | 200 | 700 |
| 4. Desgl. $^1/_2$ „ „ desgl. aus Lochsteinen für 2,0 bis 3,0 m Spannweite . | 130 | 200 | 330 |
| 5. (s. S. 928) Holzbalkendecke mit einfachem Fußboden | 80 | 200 | 280 |
| 6. Desgl. mit halbem Windelboden, Fußboden und Decke . . . . . . . . | 300 | 200 | 500 |
| 7. Desgl. mit ganzem Windelboden, Fußboden und Decke . . . . . . . . | 400 | 200 | 600 |
| **b) In Arbeitsräumen mit schweren Maschinen, Lagerräumen u. s. w.** | | | |
| 1. Gewölbte Decke $^1/_2$ Stein stark zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschließlich allem | 450 | 500 | 900 |
| 2. Desgl. 1 Stein stark desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite einschließlich allem . . . . . . . . . | 650 | 500 | 1150 |

Überdies beträgt das Eigengewicht in kg/qm:

| | |
|---|---|
| für Stampfbetongewölbe $7^1/_2$ bis $8^1/_2$ cm stark zwischen I-Trägern . . . . . . . . | 370 bis 550 |
| „ Moniergewölbe 5 cm stark mit hölzernem Fußboden . . . . . . . . . . . . | 360 |
| „ Moniergewölbe 5 cm stark mit Betonauffüllung | 450 |

NB. Nutzlasten bis etwa 800 kg/qm kommen nur in ausnahmsweisen Fällen vor.

In Fabrikräumen mit allen Arten von Deckenkonstruktionen kommt man bei der Berechnung der einzelnen Teile in der Regel mit der Annahme einer Gesamtbelastung von 1000 kg/qm aus.

## H. Ober- und Unterzüge, Säulen.

Bei größerer Ausdehnung bedürfen die Raumabdeckungen besonderer Unterstützungen, die in Holz oder Eisen zur Ausführung kommen können.

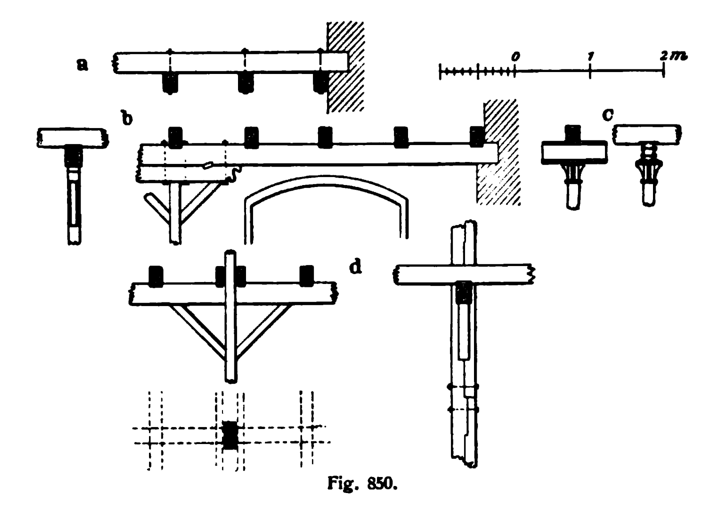



Fig. 850.

Ober- und Unterzüge sind wagerechte Unterstützungsmittel im Gegensatz zu den lotrechten Säulen.

Beim Oberzug (Fig. 850a), der wohl ausnahmsweise in Holz ausgeführt wird, werden die einzelnen Balken der Balkenlage mittels Schraubenbolzen angehängt. Er kann nur da angewendet werden, wo der über der Balkenlage liegende Raum ein untergeordneter, zum mindesten kein Verkehrsraum ist. Die größte Rolle spielt er bei freitragenden Dachkonstruktionen mit hölzerner Balkenlage (s. unter N), wo es sich gerade um die Vermeidung von Säulenunterstützungen handelt.

Besonders wichtig zur Bildung größerer Arbeitsräume mit regelmäßig in gewissen Zwischenräumen angeordneten Säulenunterstützungen

wird der Unterzug. Unterzüge, einerlei, ob in Holz oder Eisen, dienen zur unmittelbaren Aufnahme der aufgekämmten hölzernen Balken (Fig. 840 v). Sie liegen in der Regel in der Längsrichtung des Gebäudes und sind so oft anzuordnen, wie es mit der Tragfähigkeit der Balkenlage vereinbar ist, und wie es die Säulenstellung im Raume erfordert.

Bei geringen Belastungen genügt der hölzerne Unterzug, dessen Höhe nicht viel über 30 cm betragen soll, weil man ihn sonst aus mehreren Teilen zusammensetzen muß, wie die Verstärkung in Fig. 840 (e und f), Verzahnung und Verdübelung, zeigt. Fig. 850 b zeigt eine teilweise Verstärkung des Unterzuges mittels Sattelholz.

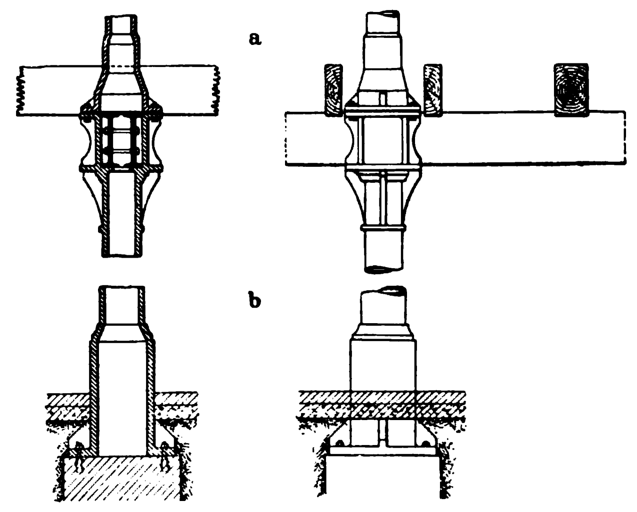



Fig. 851.

Wo der Unterzug aus Eisen erwünscht ist; kann zumeist der I-Träger (einer oder mehrere nebeneinander, die gut verbolzt sind) angewendet werden (Fig. 850 c). Auch bei Raumabwölbungen nach Fig. 849 a machen sich oft Unterzüge aus I-Trägern zur Unterstützung der Wölbträger nötig. Weit freiliegende Unterzüge müssen manchmal als Gitterträger ausgebildet werden.

Die Unterstützung des Unterzugs durch hölzerne (quadratisch) wie eiserne Säulen gestaltet sich einfach, wenn die Säule unter dem Unterzug endigt; Fig. 850 (b und c). Bei Stockwerksbauten aber sind die Säulen so anzuordnen und zu konstruieren, daß sie ohne Unterbrechung durch alle Stockwerke bis zur Dachbalkenlage hindurchlaufen. Man erreicht dies in Holz durch die Doppelsäule (Fig. 850 d), wie es die lotrechte Verstärkung unter D (Fig. 840 g) zeigt; bei eisernen Stützen durch unmittelbares Aufeinanderstellen der einzelnen Stockwerkssäulen, etwa nach Fig. 851 a, die ein Beispiel für Gußsäulen zeigt.

Die Wandstärke von gußeisernen Säulen nimmt man etwa = 1/10 Säulendurchmesser. Im Erdgeschoß möchten eiserne Säulen nicht gerade in Fußbodenhöhe beginnen, sondern sollen mit ihrer Unterlagsplatte unter dem Fußboden auf dem Fundamente aufsitzen (Fig. 851 b).

Schmiedeiserne Stützen können hohl konstruiert sein, z. B. aus Quadranteneisen oder . Diese Querschnittsform ist sehr praktisch, weil die Säulen nicht so dünn erscheinen und der Hohlraum ausbetoniert werden kann.

Denselben Vorteil hat der kastenförmige Querschnitt, z. B.

Ferner kommt der I förmige Querschnitt und schließlich auch der kreuzförmige Querschnitt mittels Winkeleisen oder in Anwendung. Das Aussehen solcher Säulen läßt allerdings viel zu wünschen übrig.

Hölzerne Säulen brauchen im Erdgeschoß einen erhöhten Unterlagsstein. Weil die eiserne Säule ohne Umkleidung (Drahtputz, Korkstein; s. Schluß von E) in vielen Fällen längst nicht mehr als feuersicher angesehen wird, kommen heutzutage (namentlich in größeren Speichern) immer mehr die hölzernen Säulen, Unterzüge und Balkenlagen in Anwendung[1]).

Die Verteilung der Säulen im Raume geschieht am besten in der Weise, daß die Säulenachsen mit Mauerschäften zusammenfallen.

Bei Stockwerksbauten gilt für Erdgeschoßsäulen, die auf einem Steinfundament befestigt sind — nach den Regeln der Knickfestigkeit (vergl. S. 44)

$$P = 2\,\pi^2 \frac{E J}{\mathfrak{S}\, l^2},$$

für Säulen in den oberen Stockwerken

$$P = \pi^2 \frac{E J}{\mathfrak{S}\, l^2}.$$

# J. Hölzerne Dachstühle auf unterstützter Balkenlage.

Die Dachbalkenlage ist zugleich Träger des Daches und seiner Bestandteile. Man hat in der Dachbalkenlage Binderbalken und

1) Die in Hamburg gemachten großen Versuche haben folgendes ergeben:
Schmiedeiserne Stützen haben sehr geringe Widerstandsfähigkeit gegen Feuer. Bei Erwärmung auf 600° C und 1000 kg/qcm Belastung verlieren sie ihre Tragfähigkeit. Ausbetonierung vermehrt die Widerstandsfähigkeit um ein sehr geringes Maß.
Gußeiserne Stützen verlieren erst bei 800° C und 100 kg/qm ihre Tragfähigkeit.
Hölzerne Stützen besitzen, obschon sie sich bei einer geringeren Temperatur als 600° C entzünden, dennoch in einem starken Feuer eine größere und länger währende Widerstandsfähigkeit als ungeschützte eiserne Stützen.
Schmiedeiserne und gußeiserne Stützen werden durch zweckmäßige Ummantelung bedeutend widerstandsfähiger, jedenfalls auch widerstandsfähiger als hölzerne Stützen.
Immerhin wird geraten, das größte Gewicht auf die günstige Anordnung von Brandmauern zu legen, also in sich abgeschlossene Abteilungen zu schaffen, wobei durch eine massive Wand bis unter Dach das Feuer lokalisiert werden kann.

Leerbalken zu unterscheiden: erstere tragen den Dachverband, während letztere die Dachlast nicht unmittelbar aufzunehmen haben. Die Unterstützung der Balken *erfolgt* entweder durch Mittelmauern oder durch Unterzüge.

Ein guter Dachverband besteht aus sog. Bindern, von denen eine Anzahl in Fig. 852 (a bis v) schematisch dargestellt sind, und welche in Entfernungen von etwa 4 m der Gebäudelänge angeordnet werden. Sie liegen am besten auf einem Mauerschafte und sind bei Unterzugsanordnung und Säulenunterstützung mit letzterer in günstige Verbindung zu bringen.

Jeder Binder muß an und für sich ein unverschiebliches Gerüst bilden, was man durch Dreiecksbildung erreicht: überhaupt ist die konstruktive Durchbildung des Binders eine Hauptsache. Dabei hat man die einzelnen Konstruktionsteile so anzuordnen, daß keine außergewöhnlichen Holzstärken erforderlich sind. Überdies können die Holzstärken nicht immer genau dem Bedürfnis entsprechend, wie dies beim Eisen möglich ist, bestimmt beziehentlich angewendet werden.

Ein Dachverband kann aus folgenden einzelnen Konstruktionsteilen zusammengesetzt sein. Die beigeschriebenen Zahlen bedeuten die Querschnittsgrößen in cm, welche sich durch die praktische Herstellbarkeit ergeben:

1. Balken, wagerecht, 18 bis 20/24 bis 26: zwischen den Binderbalken befinden sich in der Regel 3 bis 4 Leerbalken.
2. Säulen, lotrecht, 12/12.
3. Rahmen, wagerecht, 12/14 bis 16.
4. Streben, geneigt, 12/14 bis 16: nicht zu steil stellen.
5. Zangen, wagerecht, 6/12 bis 14: stets paarweise als Halbhölzer in Anwendung.
6. Winkelbänder, 45° geneigt, 10 bis 12/12: für den Längsverband.
7. Kehlbalken, wagerecht, 14 bis 16/18 bis 20: als Balkenlage auftretend.
8. Sparren, in der Dachneigung, 10/12 bei einer freien Länge bis etwa 4 m: in der Regel befindet sich über jedem Balken ein Sparren; man unterscheidet also auch Bindersparren und Leersparren.

Fig. 853 zeigt zunächst einige wichtige Binderknotenpunkte, durch welche der Charakter der hierhergehörigen Konstruktionen bestimmt wird. Sie sind nur im Querschnitt dargestellt, und zwar a) als Zangenknotenpunkt, b) als Kehlbalkenknotenpunkt und c) als liegender Zangenstuhlknotenpunkt.

Man unterscheidet hiernach:

1. Zangenstühle mit freiem Dachraum bis zur Dachspitze.
2. Kehlbalkenstühle mit einer oder mehreren wagerechten Teilungen durch Kehlbalkenlage.
3. Stehende und liegende Stühle, je nachdem lotrechte Säulen oder eine geneigte Säulenstrebe in Anwendung kommen.
4. Dachstühle ohne und mit Versenkung (Drempel, Kniestock), je nachdem die Sparren in Höhe der Dachbalkenlage oder höher als diese in der Umfassung auslaufen.

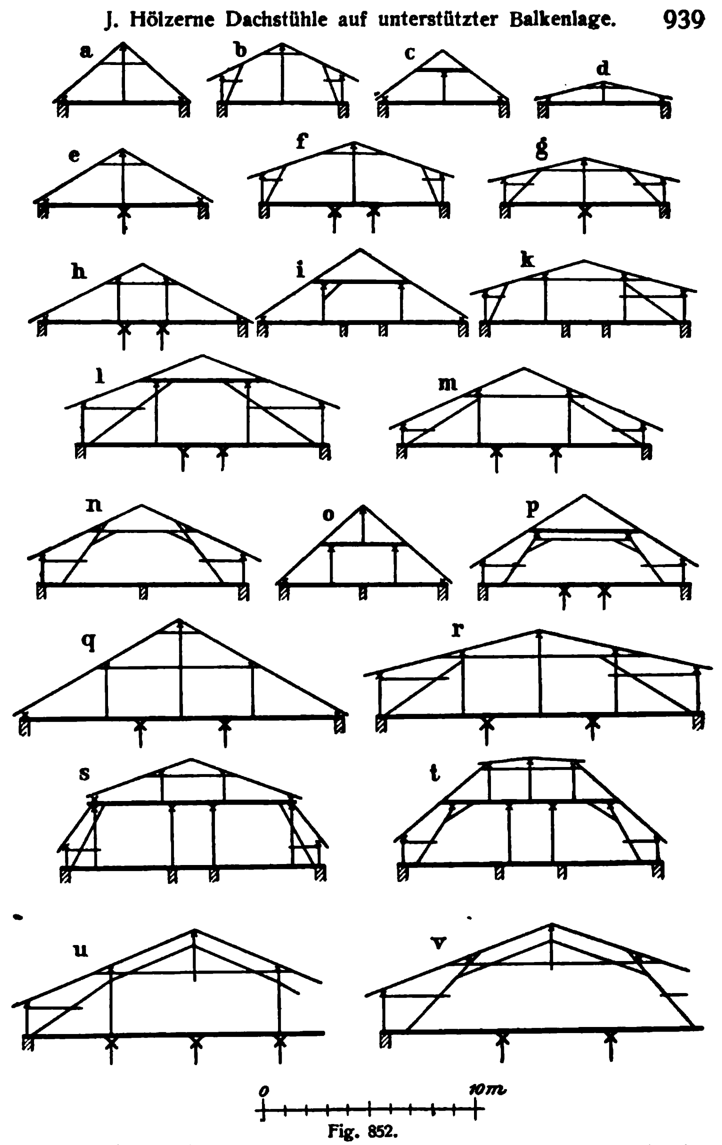



Fig. 852.

Es bedeutet: die starke Linie im Dachverband von c, i, l, o, p, s und t eine Kehlbalkenlage,
× den Querschnitt eines Rahmens,
✖ unter der Dachbalkenlage: den Querschnitt eines Unterzugs.

5. Je nach der Tiefe des zu bedachenden Gebäudes sind einsäulige für eine Raumtiefe von etwa 6 bis 8 m, zweisäulige für etwa 10 bis 12 m und dreisäulige Dachstühle für etwa 14 bis 16 m Raumtiefe zu unterscheiden. Ausnahmsweise können noch mehr Unterstützungspunkte nötig werden.

Durch Kombinationen sind die verschiedensten Konstruktionen zu schaffen möglich, wie auch Fig. 852 (a bis v) zeigt.

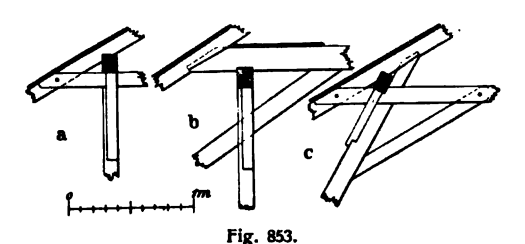



Fig. 853.

Durch die Anwendung einer gebrochenen Dachfläche ergibt sich der Mansardenstuhl, wie in Fig. 852 (s und t) dargestellt ist.

Die beiden letzten Beispiele (u und v) sind dreisäulige Zangenstühle mit Versenkung, bei denen die Firstsäule, um recht freien Dachraum zu erhalten, aufgehängt ist.

## K. Dachformen, Rinnen, Abfallrohre.

Die zu einem Gebäude gehörigen Dachflächen erhalten in der Regel möglichst gleiche Neigung. Das Bestimmen beziehentlich Finden der zu einem Gebäude notwendigen einzelnen Dachflächen ist in erster Linie davon abhängig, nach welchen Seiten des Gebäudes das Regenwasser abzuführen ist. Selbstverständlich darf dem Nachbar nach dem Traufrecht kein Tropfen Wasser zugeführt werden.

Durch Ausmittelung des Gebäudegrundrisses (Dachausmittelung) ergeben sich bestimmte Dachformen. Als Grundformen sind zu bezeichnen:

1. Das Pultdach: nur eine Langseite des einfachen Gebäudes ist Traufe, die zwei Schmalseiten sind halbe Giebel, und die andere Langseite ist First.
2. Das Satteldach: die beiden Langseiten sind Traufe, die beiden Schmalseiten hingegen ganze Giebel. Die beiden Dachflächen schneiden sich im First.
3. Das Walmdach: alle vier Seiten des Gebäudes sind Traufe. Die vier Dachflächen schneiden sich im wasserscheidenden Grat oder Walm bezw. im First.
4. Kehl- oder Wiederkehrdächer: durch den L förmigen Grundriß entstehen wassersammelnde Kehlen. Die drei Grundformen Pult, Sattel- und Walmdach können je nach dem auszumittelnden Grundriß auch hier angewendet werden.

Auf die Dachform Einfluß übende Faktoren können sein: Aussehen, Dachneigung, Ausnutzbarkeit, Höfe, Nachbar u. a. m. Besondere Dachformen sind: Turm- und Zeltdächer, Bohlen- und Kuppeldächer, Dächer mit Plattform, Mansardendächer u. s. w. Windschiefe Dächer und Dachverfälle, wobei das Wasser nicht auf dem kürzesten Wege zur Traufe geführt wird, sind zu vermeiden.

Am häufigsten kommt bei Fabrikgebäuden das Satteldach mit seiner einfachen Ausmittelung und besonders wegen seiner Konstruktionssicherheit zur Anwendung. Auf die für Arbeitsstätten sehr brauchbare besondere Dachform: das Sheddach (Säge-, Paralleldächer), wird später (unter R) zurückgekommen werden.

Wichtig für jedes Gebäude ist eine gut konstruierte Traufe. Sie kann gebildet werden durch überhängendes Sparrendach (Fig. 854a), das bei einfachen Fabrikgebäuden sehr häufig in Anwendung kommt, oder durch massives Gesims, und zwar entweder in Ziegeln gemauert (Rohziegelbau, nach Fig. 854b) oder in Werkstein nach Fig. 854 (c und d).

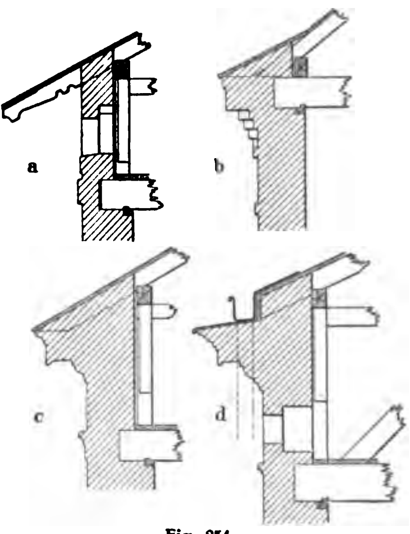


Fig. 854.

Wird das Dachwasser in einer Traufrinne (Dachrinne, Abrinne) aufgefangen, so kann diese im einfachsten Falle an den Sparrenköpfen angehängt werden, oder sie wird am Dachsaume als liegende Rinne mit eingedeckt; die sicherste Rinnenform bildet die Kasten- oder stehende Rinne mit Gesimsabdeckung in Zink nach Fig. 854d. Eine Rinne muß begehbar sein.

In Abständen von 15 bis 20 m sind Abfallrohre, nicht unter 12 cm Durchmesser, anzubringen. Diese müssen frei liegen und so zugänglich sein, daß Reparaturen ohne weiteres möglich sind; daher ist die Anwendung von Rohrschellen mit Scharnier zu empfehlen. Auf 1 qm Grundrißfläche des Daches ist etwa 1,0 bis 1,2 qcm Abfallrohrquerschnitt zu rechnen.

Rinnen und Abfallrohre werden am besten aus Zink oder verzinktem Eisenblech (selbstverständlich auch aus Kupfer) hergestellt.

## L. Dacheindeckungen.

Für Industriebauten sind nicht alle Dachdeckungsmaterialien geeignet. Bei der Wahl des Materials ist zu beachten: Feuersicherheit; Widerstandsfähigkeit gegen besondere Einflüsse, wie Dämpfe, Gase u. s. w.; das

Gewicht der Dachhaut, weil davon auch die Dachkonstruktion abhängig ist; Schutz gegen Wärme und Kälte; die Dachneigung; gesetzliche Bestimmungen u. a. m.

Steile Dächer sind die Steindächer (Ziegel, Schiefer) mit Neigungen von etwa 1:2 bis 1:5 des Satteldaches; Papp- und Metalleindeckungen eignen sich für flache Dächer.

Unmittelbar unter Dach gelegene Räume, bei denen die Dachhaut allein nicht genügend Schutz bietet, können durch Einlage von Korksteinen (Korkplatten) in die Sparrenfelder isoliert werden.

1. Ziegeldächer: mittels Flachziegel oder Biberschwanz (Zungenstein) auf Lattung, einzudecken als Spließdach, als Doppeldach oder als Kronen(Ritter)dach; auch mittels Hohlziegel, Pfannen und anderer gebrannter Steine; Falzziegel (mit einfachen und doppelten Fälzen) können ohne Mörtel eingedeckt werden.
   Eigengewicht der Dachhaut 100 bis 130 kg/qm; 120 bis 150 kg/qm einschließlich Sparren ohne Binder.
2. Schieferdächer: auf 2 bis $2^1/_2$ cm starker Schalung mit deutschem, französischem und englischem Schiefer in verschiedenen Größen und Formen, ausnahmsweise auch auf Lattung; einzudecken als einfaches oder als Doppeldach, in wagerechter oder in diagonaler Reihung; Befestigung der Schiefer durch verzinkte Nägel oder durch Kupferhaken (Hakeneindeckungen); Eindeckung mit Musterung; eine Pappunterlage ist oft erwünscht.
   Eigengewicht 80 bis 90 kg/qm.
3. Pappdächer: auf $2^1/_2$ cm starker Schalung mit Eindeckung der Bahnen parallel zur Traufkante oder besser als Leisteneindeckung mit Bahnen lotrecht zur Firstkante. Es ist besonders leicht und gilt als harte Bedachungsart, z. B. bei Kesselhäusern.
   Eigengewicht 40 kg/qm.
   Asphaltfilz, wasserdichte Leinenstoffe, kautschukartige Massen und andere Materialien kommen auch mit mehr oder weniger Erfolg in Anwendung.
4. Holzzementdach: fast horizontale Dachfläche auf $2^1/_2$ bis 3 cm starker, gespundeter Schalung. Vier Papierlagen werden an Ort und Stelle mit Holzzement übereinander geklebt, das Ganze mit Sand und Kies oder Lehm u. a. abgedeckt. Die Eindeckung schließt hermetisch ab.
   Eigengewicht 180 kg/qm mit 10 bis 12 cm Schüttung.
5. Metalldächer: für alle Neigungen anwendbar; für Ausdehnungsmöglichkeit muß gesorgt werden. Rußige Luft (schwefelige Säure) verdirbt Zink in kurzer Zeit. Kupfer und Zink ist wegen des elektrischen Verhaltens nicht in Verbindung zu bringen. Eisenbleche können nie ohne Anstrich in Anwendung kommen; verzinktes Eisenblech ist vorzuziehen. In der Regel wird auf Schalung gedeckt, doch kann Wellblech (verzinkt) auch ohne Schalung eingedeckt werden. Schwer zugängliche Dachflächen möchten Kupferdeckung erhalten (Rauteneindeckung, Hafteneindeckung, Leisteneindeckung, amerikanische Eindeckung u. s. w.).
   Eigengewicht 45 kg/qm.

6. Glasdächer: als einfaches oder doppeltes Oberlicht in Dachflächen. Die Eindeckung erfolgt auf Walzeisensprossen ⊥, aber auch mittels Zinksprossen. Wo es sich um beste Dichtigkeit handelt, sind Holzsprosssen vorzuziehen, bei denen das Schwitzwasser weniger lästig wird; das an den eisernen Sprossen leicht entstehende Schwitzwasser ist durch Ableitung unschädlich zu machen. Sog. Drahtglas bietet in einzelnen Fällen wegen seiner Festigkeit besonderen Schutz.

Eigengewicht 30 bis 40 kg/qm.

Glashohlsteine können in Wänden, die lichtdurchlassend sein sollen, eingemauert werden.

In dem Tageslicht unzugänglichen Räumen werden neuerdings sog. Luxfer-Prismen mit Erfolg in Anwendung gebracht, durch welche die Lichtstrahlen nach bestimmten Punkten des Raumes geführt werden.

## M. Dachbelastung.

Sie setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht (Dachdeckung + tragende Konstruktion), dem Schneedruck und dem Winddruck.

Das Gewicht der tragenden Konstruktion ist bei hölzernen Dachbindern zumeist größer als bei eisernen. Bei letzteren kann man im Mittel 15 bis 20 kg für 1 qm Horizontalprojektion annehmen.

Die Belastung durch Schnee beträgt in Deutschland höchstens 75 kg/qm Grundrißfläche des Daches (0,6 hoher frisch gelagerter Schnee = 40 kg/qm). Bei Dächern mit über 45° Neigung kommt Schneebelastung außer Betracht.

Der Winddruck kann mit 125 bis 150 kg/qm normal auftreffend angenommen werden. Seine Richtung nimmt man unter 10° gegen den Horizont geneigt an. Je steiler ein Dach, um so mehr kommt demnach der Winddruck in Betracht. Bei sehr frei liegenden Gebäuden mit steiler Dachneigung ist es ratsam, die Winddruckrichtung in dem aufzuzeichnenden Kräfteplan besonders zu berücksichtigen. In den meisten Fällen genügt es jedoch, nur lotrechte Kräfte einschließlich des Winddruckes einzuführen. Die Knotenpunkte der Konstruktion bilden die Angriffspunkte der äußeren Kräfte, die sich durch die Art der Dachbelastung ergeben. Die Dachbelastung ist von der Binderstellung abhängig, und den Binder selbst kann man stets als ein ebenes Fachwerk betrachten.

Mit Berücksichtigung obiger Angaben betragen auf 1 qm Horizontalprojektion des Daches das Eigengewicht, die Schneelast und der Winddruck zusammen und rund in kg:

| Satteldachneigung | 1/2 | 1/3 | 1/4 | 1/5 | 1/6 bis 1/7 | 1/8 bis 1/10 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Einfaches Ziegeldach . . | 260 | 230 | 220 | . | . | . |
| Doppel- und Kronendach | 290 | 260 | 240 | . | . | . |
| Schieferdach . . . . . | 240 | 210 | 190 | 180 | . | . |
| Pappdach . . . . . . | 190 | 165 | 150 | 140 | 135 | 130 |
| Zink- und Eisenblechdach | 200 | 175 | 160 | 150 | 145 | 135 |

NB. Beim Neigungsverhältnis wird stets das Satteldach als Grundlage angenommen. Hiernach versteht man z. B. unter einem 1/2-Dach das unter 45° geneigte.

Beim Holzzementdach, das nur ganz geringe Neigung hat, ist 250 kg/qm anzunehmen.

## N. Freitragende Dachkonstruktionen in Holz.

Alle bisher erwähnten Überdeckungen bedurften bei größeren Raumtiefen besonderer Unterstützungen. Im Fabrikenbau sind aber sehr häufig

größere Raumabdeckungen **ohne** Zwischenstützen

nötig. In der Regel sind es Erdgeschoßbauten, bei denen also der Grund und Boden nur einmal zur Ausnutzung kommt, wie z. B. Montageräume, Maschinenhallen, auch Kesselhäuser, überhaupt freie größere Arbeitsstätten.

In sehr vielen Fällen soll dann das Dach zugleich die Raumabdeckung sein, und man verzichtet auf eine wagerechte Abdeckung des Raumes. Häufig aber ist auch letztere erwünscht oder gefordert, und dann kann man ohne Holz nichts Vollkommenes schaffen. Es wird also der Charakter einer überdeckenden Konstruktion gerade dadurch bestimmt, daß man entweder eine wagerechte Abdeckung mittels Balkenlage wünscht oder nicht, und dies führt zu den freitragenden Dachkonstruktionen in Holz mit und ohne Balkenlage.

Hierzu eignet sich sehr zweckmäßig das Hängewerk. Man unterscheidet:

1. den einfachen Hängebock (Fig. 855 s);
2. den doppelten Hängebock (Fig. 856 l);
3. zusammengesetzte Hängewerke, die durch Vereinigung des einfachen mit dem Doppelbock entstehen (Fig. 857).

Die Unterstützung des Balkens (Binderbalken) erfolgt hierbei nur oberhalb desselben durch Hängesäule mit Hängeeisen; die Streben — mit einer Neigung von etwa 25° bis 35° — überführen die Last an das Balkenauflager, also auf die massive Umfassung, und sind an dieser Stelle mit Versatzung (Fig. 840 n) und Schraubenbolzen gut befestigt. Die gute Verbindung und Befestigung der einzelnen Konstruktionsteile ist überhaupt wichtig.

Die Dreiecksbildung führt zu sicherer und guter Lösung, sowie graphostatischer Berechnung, und weil die Konstruktionsteile oberhalb des zu unterstützenden Balkens liegen, so eignet sich der Hängebock besonders gut zu Dachkonstruktionen. Diese werden ohne Balkenlage verhältnismäßig leicht und einfach, und man erhält Räume, in denen das Dach zugleich die Decke für den Raum bildet, wie es bei vielen Räumen in der Industrie erforderlich ist, manchmal sogar — wie bei Kesselhäusern — Bedingung sein kann. Überdies führt uns dies schließlich zu den in späteren Kapiteln behandelten Überdeckungen in Holz und Eisen oder nur in Eisen.

Für den einfachen Hängebock in Holz gilt eine Raumtiefe von 7 bis 9 m (höchstens 10 m) und für den doppelten Hängebock etwa 10 bis 12 m als am passendsten, weil je nach der Dachbelastung und der Belastung der eventuell zur Anwendung kommenden Balkenlage sich bei Berechnung der einzelnen Konstruktionsteile noch annehmbare und praktisch ausführbare Holzstärken ergeben. Am wichtigsten ist die Untersuchung der Binderstrebe, die in der Regel auf Knickung und auf Biegung geschehen muß.

Fig. 855 (a bis r) zeigt eine Anzahl Binderanordnungen mit einfachem Hängebock in Holz, schematisch dargestellt, und zwar:

ohne Balkenlage mit gewöhnlicher Sparrenanordnung, z. B. a, b, d bis i;
„ „ „ Pfettenanordnung, z. B. c und k;
mit „ der Tiefe nach angeordnet, am Oberzug hängen die Leerbalken, z. B. d, e und f;
„ Längsbalkenlage, der Binderbalken ist Querunterzug geworden, z. B. g, h und r;
„ Versenkung (Drempel), zur besseren Ausnutzung des durch die Quer- oder Längsbalkenlage gebildeten Dachraumes, z. B. b, e, h, m . . .;
Kombinationen vorstehender Anordnungen.

Fig. 856 (a bis k) bringen Binderanordnungen mit dem Doppelbock. Hierbei sind eiserne Verbindungsstücke für den Spannriegel anzuwenden, wie sie in Fig. 856 l schematisch angedeutet sind. Um das Viereck überdies noch stabiler und unverschieblich zu machen, ist es praktisch, parallel mit dem Spannriegel ein Zangenpaar durch den ganzen Binder hindurchlaufen zu lassen. Dieser wichtige Knotenpunkt ist in Fig. 856m in größerem Maßstabe für den Quer- und Längsschnitt der Dachkonstruktion dargestellt. Die Anordnung sollte niemals vergessen werden und ist auch in den schematischen Skizzen a bis k angedeutet.

Aus diesen einfachen Linienskizzen läßt sich der Charakter der Konstruktion erkennen, und zwar:

1. ob der abzudeckende Raum mit dem Dach, das also sichtbar bleibt, einen zusammenhängenden Raum ohne Balkenlage bildet, z. B. in a, b, e und k;
2. ob Längsbalkenlage angeordnet ist, so daß also der Binderbalken zum Balkenlage tragenden Unterzug wird, z. B. in f und h;
3. ob Querbalkenlage, die an den Oberzügen hängt, angeordnet ist, z. B. in d, c und i;
4. ob gewöhnliche Sparrenlage oder, wie in g, Pfettenanordnung getroffen ist;
5. ob Versenkung, ob Laternenaufsatz oder sonstige Kombinationen vorgesehen sind u. a. m.

Fig. 856h zeigt sogar die Anwendungsmöglichkeit einer Kehlbalkenlage.

Die Anwendung des zusammengesetzten hölzernen Hängewerks für größere Raumtiefen als 12 m, wobei eine mehr als zweimalige Aufhängung des Binderbalkens erfolgen soll, kommt jetzt seltener in Anwendung, wenn nicht gerade Holz als Konstruktionsmaterial vorgeschrieben ist.

Fig. 857a zeigt innerhalb eines einfachen Hängebocks die Einschachtelung eines Doppelbocks, so daß eine dreimalige Aufhängung erfolgt. Dieses Prinzip eignet sich zur Anwendung für einen Dachbinder.

Fig. 857b hingegen zeigt umgekehrt innerhalb des Doppelbocks einen einfachen Hängebock, also auch dreimalige Aufhängung, doch entsteht dadurch mehr ein Stegbinder.

In beiden Fällen entstehen Durchschneidungen wichtiger Konstruktionsteile, die nicht geschwächt werden dürfen, und zwar Spannriegel

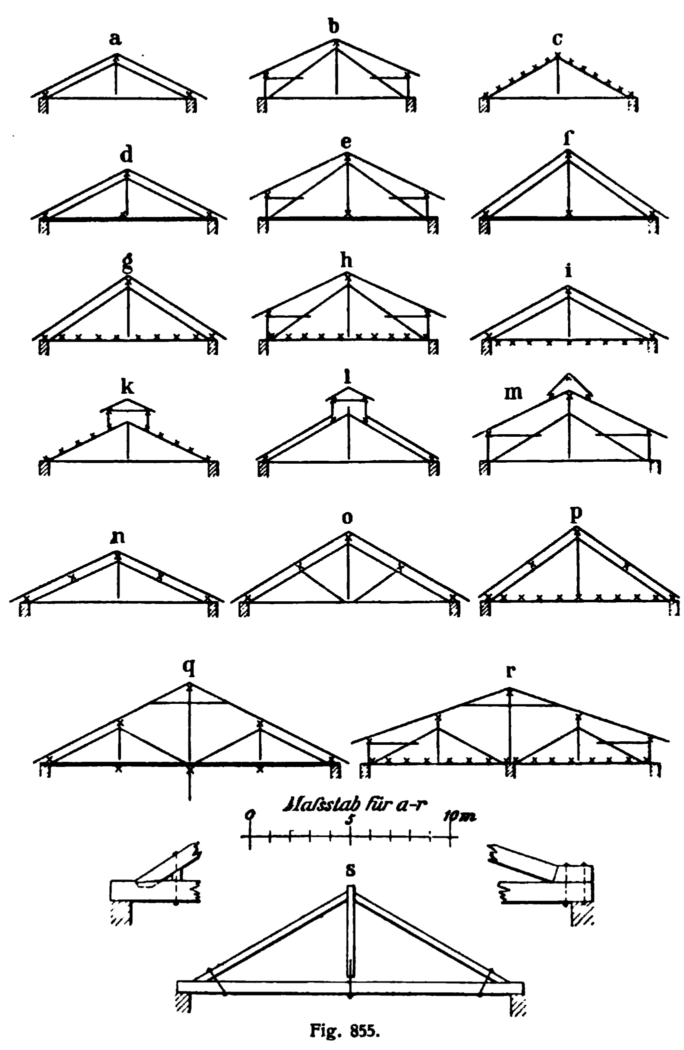



Fig. 855.

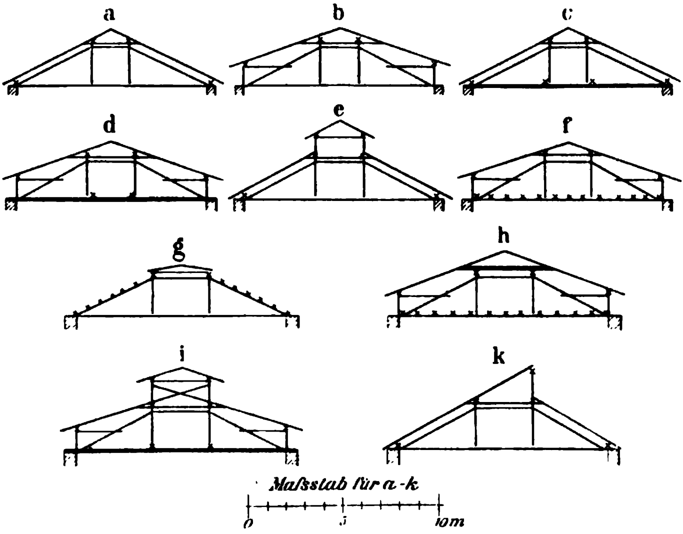
Bemerkungen zu den Figuren 855 (a bis s).

Es ist zu beachten, daß die Hängesäulen auf dem Binderbalken **nicht** aufstehen!

× bedeutet einen Holzquerschnitt, und zwar als Rahmen, Pfette, Oberzug, Längsbalken und Unterzug.

— Der als starker Strich angedeutete Binderbalken in d, e, f und q deutet an, daß eine Querbalkenlage vorhanden ist.

mit Säule in dem einen, und Strebe mit Säule im zweiten Falle. Die Lösung ist nur durch Doppelsäule denkbar, wie in Fig. 857 ersichtlich und durch die vermerkte „2" angedeutet ist. Dadurch wird




NB. Für vorstehende Figuren gelten dieselben Bemerkungen wie für Fig. 855.

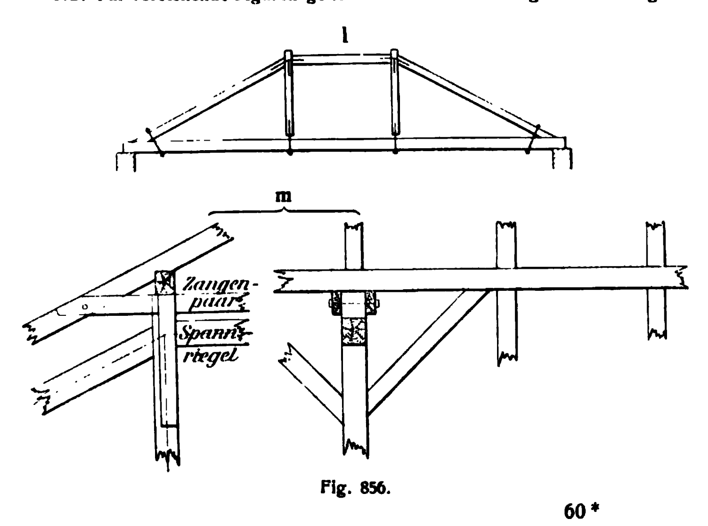



Fig. 856.

allerdings die Konstruktion ziemlich schwer, so daß man gern dafür Konstruktionsanordnungen wählt, bei denen Holz und Eisen zugleich Anwendung findet, wie z. B. in Fig. 860, wo die Hängesäulen durch eiserne Zugstangen ersetzt sind.

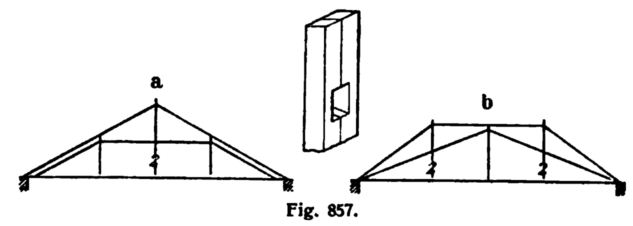



Fig. 857.

NB. Die eingeschriebene „2" bedeutet „Doppelsäule".

Erwähnung mag auch die Absprengung eines Balkens finden (Fig. 858a). In diesem Falle wird durch unterhalb des Balkens angebrachte Streben die Last auf das Widerlager übertragen. Im allgemeinen eignet sich dieser Sprengbock mehr für Stege oder ähnliche Überdeckungen, die in Holz ausgeführt werden sollen. Die Streben dürfen ihre Steifigkeit nicht verlieren und können daher nicht übermäßig lang gemacht werden. Fig. 858b zeigt die Einfügung eines Spannriegels. Die sich im Hirnholz treffenden Strebenenden, sowie in b

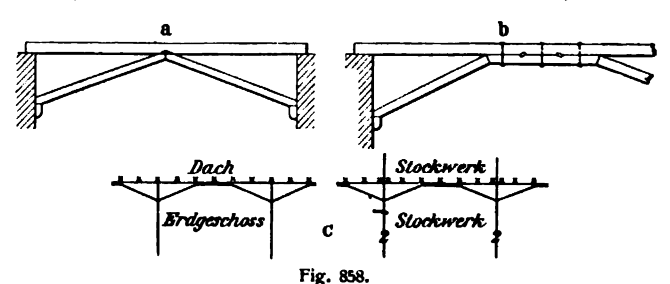



Fig. 858.

NB. Die eingeschriebene „2" bedeutet „Doppelsäule".
× bedeutet Querschnitte der Balken.

die Kopfenden des Spannriegels und der Streben, stoßen ganz stumpf aufeinander und erhalten nur eine Einlage einer Zink- oder besser einer Bleiplatte.

Fig. 858c zeigt die Absprengung des Unterzuges in Stockwerksbauten, und zwar zwei schematische Darstellungen eines Gebäudes im Längsschnitt. Bei weit voneinander entfernten und vorgeschriebenen Säulenstellungen in Lagerhäusern, Speichern u. s. w., erhält man durch dieses Mittel eine größere Sicherheit der tragenden Konstruktion. Bei weiten Säulenstellungen ist das von besonderer Wichtigkeit, und die Säulen selbst kommen auch dadurch in gute und sichere gegenseitige Verspannung.

Bei allen vorstehend erwähnten freien Überdeckungsweisen spielt der durchgehende Binderbalken die Hauptrolle. Derselbe gibt in Arbeitsräumen oft eine willkommene Gelegenheit, irgendwelche mit den Arbeiten im Raume zusammenhängende maschinelle Vorrichtungen bequem anbringen zu können.

Nun gibt es aber eine große Anzahl von Arbeitsstätten (Erdgeschoßbauten), bei denen es mehr auf eine leichte Überdeckung ankommt; diese sollen nachstehend besprochen werden.

## O. Hallen- und Schuppenbauten. (Fig. 859.)

Alle Arten Reparaturwerkstätten, Lagerräume, auch die sog. Galleriebauten gehören hierher; ebenso Erdgeschoßbauten, die oft nur in Fachwerk geplant und erwünscht sind; ferner nur durch Dach abgedeckte Flächen ohne seitliche Umfassungen, um Gegenstände trocken unterzubringen und sie doch ununterbrochen mit der äußeren Luft in Berührung zu haben u. a. m. Das sind zumeist Gebäude, bei denen eine Balkenlage überhaupt nicht zur Anwendung kommen soll, sondern das Dach allein als Raumabdeckung dient.

Hierzu eignet sich vorzüglich das sog. vereinigte Hänge- und Sprengwerk in Holz, bei dem die die Last überführende Strebe teils oberhalb, teils unterhalb der wagerechten Doppelzange liegt und die Hängesäule nach Fig. 859e aufgenommen wird.

Fig. 859a zeigt den einfachen vereinigten Hänge- und Sprengbock mit nur einer Hängesäule für etwa 5,0 bis 7,0 m Spannweite und Fig. 859c den doppelten für im Mittel etwa 10,0 m Spannweite.

Nach diesen Prinzipien bringt Fig. 859 eine ganze Reihe solcher hallenartig angeordneter Gebäude. Darunter sind l und n etwas weitergehend und für etwa 14,0 bis 16,0 m tiefen Raum ohne jede Säulenstütze konstruiert; man bezeichnet sie auch als Polygondächer oder als abgesprengte Dächer. Die Durchkreuzungen sind in der Regel nur durch doppelt angeordnete Hölzer (Überblattungen schwächen die Hölzer zu sehr) möglich, wie z. B. in l.

Wie schon erwähnt, sind auch die als Werkstätten besonders geeigneten und vielfach beliebten Galleriebauten mit einzureihen. Häufig werden sie als Montageräume für den Maschinenbau ausgebaut und ein Laufkrahn (Laufkatze u. s. w.), wie z. B. in p und q mit angedeutet, so angeordnet, daß er zumeist von der Gallerie getragen wird.

## P. Dächer aus Holz und Eisen. (Fig. 860 und 861.)

Die Ersetzung einzelner Hölzer durch Eisen führt zunächst zu den Überdeckungen in Holz und Eisen (Holz-Eisendächer). Die Durchführung des Dreieckprinzips im Binder bildet auch hier den Grundton. In den Fig. 860 ist die hölzerne Hängesäule durch eiserne Zugstangen ersetzt, während der hölzerne Binderbalken überall beibehalten ist. Je nach der Raumtiefe geschieht die Aufhängung des Binderbalkens ein oder mehrere Male durch die Zugstange, und zwar höchstens fünfmal; hölzerne Gegenstreben geben Verspannung. Die hölzernen kontinuierlichen Binderstreben müssen im First mittels eisernem Schuh, sog. Kopfschuh (Fig. 860a), verbunden werden, in dem sie

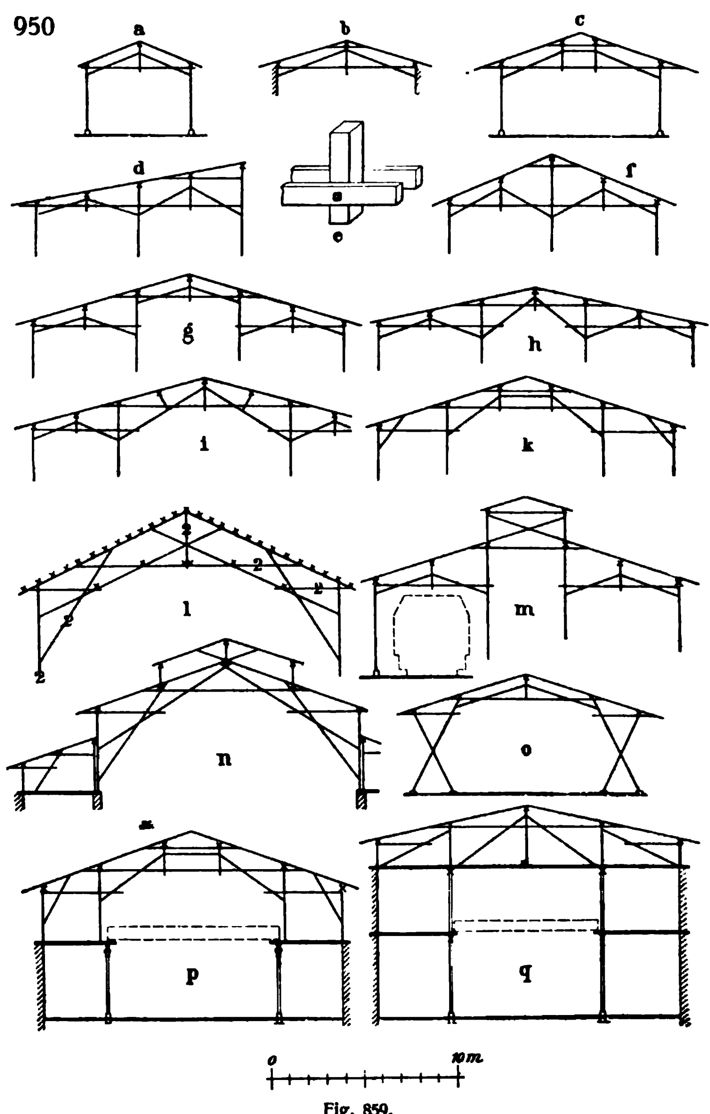



Fig. 859.

Bemerkungen zu den schematischen Fig. 859 (a bis q). Es bedeutet:

× Querschnitte von hölzernen Rahmen und Pfetten; in q sind auch Ober- und Unterzüge mit × bezeichnet worden.

— Die starke horizontale Linie in p und q bezeichnet eine Balkenlage. Sämtliche horizontale Linien sind Doppelzangen, welche die Hängesäule aufnehmen, wie in e dargestellt.

In l sind die doppelt hintereinanderliegenden Hölzer mit einer „2“ bezeichnet.

stumpf einmünden, während sie am Fußende mit dem Binderbalken durch Versatzung und Verbolzung gut zu verbinden und zu befestigen sind.

Die Binderanordnungen in den Fig. 860 (c bis h) zeigen die Möglichkeit, sowohl Sparren als auch bei größeren Raumtiefen Pfetten anzuwenden. Man kann etwa annehmen, daß die einmalige Aufhängung bei im Mittel 7,0 m Raumtiefe, die zweimalige Aufhängung bei im Mittel 11,0 m und die dreimalige Aufhängung bei im Mittel 15,0 m Raumtiefe Anwendung finden kann. Je größer die Spannweite beziehentlich Raumtiefe ist, um so geringer möchte die Dachneigung angenommen werden.

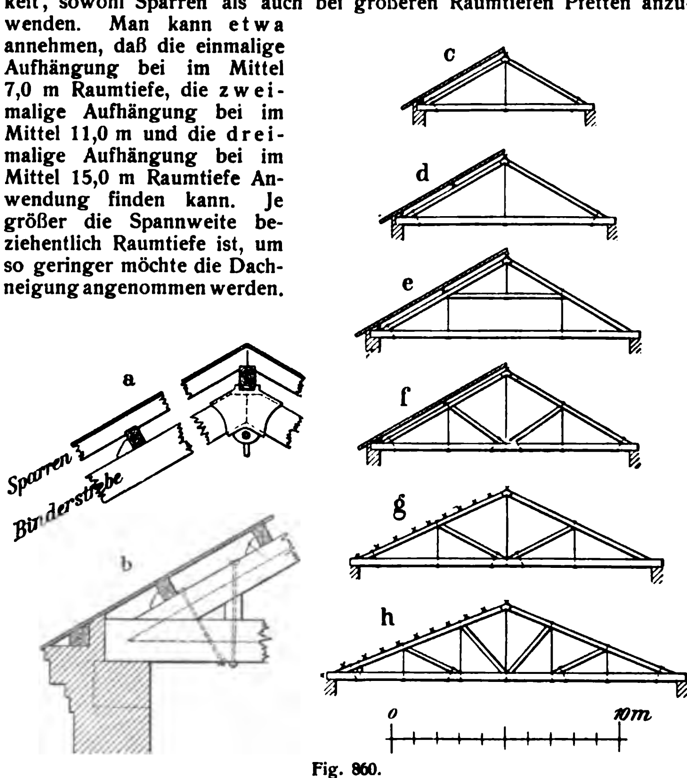



Fig. 860.

NB. In den Figuren c bis h sind Rahmen und Pfettenquerschnitte mit × bezeichnet. Die lotrechten Linien sind eiserne Rundstangen.

Soll nun auch der vorstehend stets zur Anwendung gekommene durchgehende Binderbalken wegfallen, so daß die ganze Überdeckung leichter und freier wird, so macht sich vor allen Dingen zur Aufnahme der Binderstreben ein Fußschuh nötig, wie ihn Fig. 861a zeigt. Dadurch ergeben sich die besonders brauchbaren Dachbinder, bei denen die Binderstreben allein noch aus Holz sind. Gerade dieser Umstand bietet verschiedene wichtige Vorteile - zunächst bezüglich der Eindeckung; namentlich aber braucht man bei allen diesen Bindern noch keine Rücksicht auf die Ausdehnungsfähigkeit der Konstruktion zu nehmen, kann vielmehr beide Auflagerstellen fest mit der Mauer verbinden.

In den Fig. 861 (d bis h) sind einige charakteristische Beispiele gewählt, bei denen ebensowohl Sparren- wie Pfettenanordnung möglich ist. Bei geringer Raumtiefe, wie in d, ist das Binderdreieck ungeteilt, und die durch den ganzen Raum hindurchgehende Zugstange ist in der Mitte mit einer Vorrichtung zum Verkürzen und Verlängern derselben (Zugschloß) versehen. Damit diese Zugstange nicht einbiegt, wird sie einfach am Kopfschuh angehängt.

Sehr beliebt ist das sog. d e u t s c h e D a c h unter e. Die Binderstrebe wird

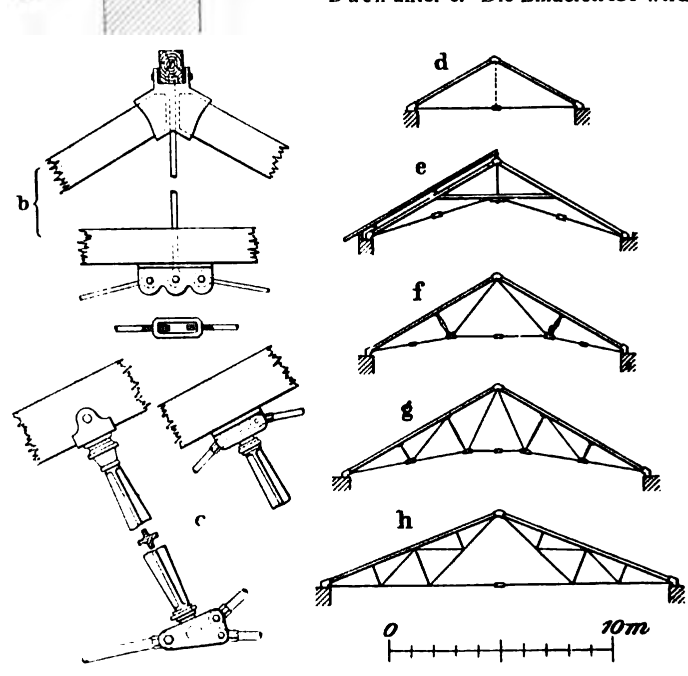



Fig. 861.

hierbei durch einen Kehlbalken unterstützt, wie auch die Einzelheiten unter b zeigen.

Die Binder f, g und h sind nach dem Polonceau-Prinzip unterstützt, d. h. mittels Druckstützen lotrecht zur Binderstrebe. c zeigt Einzelheiten einer gußeisernen Druckstütze mit Gelenkknotenpunkt, doch ist auch Schmiedeeisen hierzu verwendbar.

# Q. Eiserne Dächer.

Werden schließlich auch die Binderstreben aus Eisen gemacht, so kommt mit diesen Dächern ganz aus Eisen ein Konstruktionsprinzip zur Geltung, das in neuerer Zeit besonders ausgebildet worden ist. Bei sehr weiten freien und hohen Räumen bietet selbstverständlich der

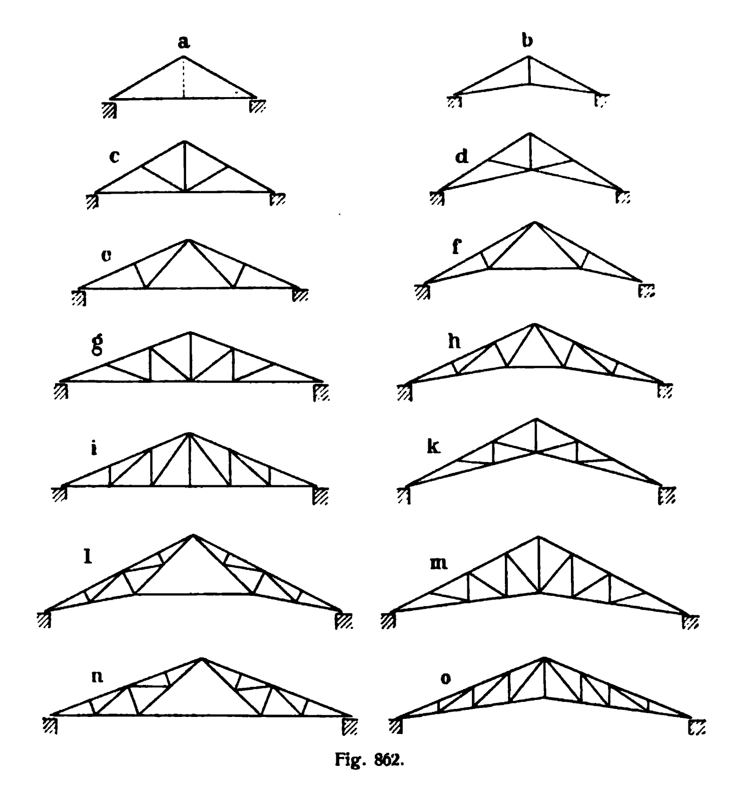



Fig. 862.

aus zähem Schmiedeisen konstruierte Binder eine freie und leichte Überdeckung, zumal in solchen Fällen, wo von der Anwendung einer förmlichen deckenbildenden Balkenlage abgesehen werden muß.

Die Dreiecksbildung macht sich in Eisen leichter und die Bildung des Knotenpunktes, in dem sich die Kräfte das Gleichgewicht halten, also die Stabachsen sich in einem Punkte schneiden müssen, bequemer. Man kommt auch leicht durch graphostatische Lösung zum Ziele und zur Feststellung der Abmessungen ohne nennenswerten Materialüberschuß, wie es bei Holzverbindungen nicht zu umgehen ist.

In Fig. 862 sind einige der wichtigsten Überdeckungsmöglichkeiten angedeutet und die Dreiecksbildungen nach verschiedenen Gesichtspunkten vorgenommen. Die einzelnen Konstruktionsteile haben entweder Druck- oder Zugspannungen aufzunehmen, wie es sich leicht aus dem Kräfteplan absehen läßt; man kann demnach von Druckstreben und Zugstangen sprechen.

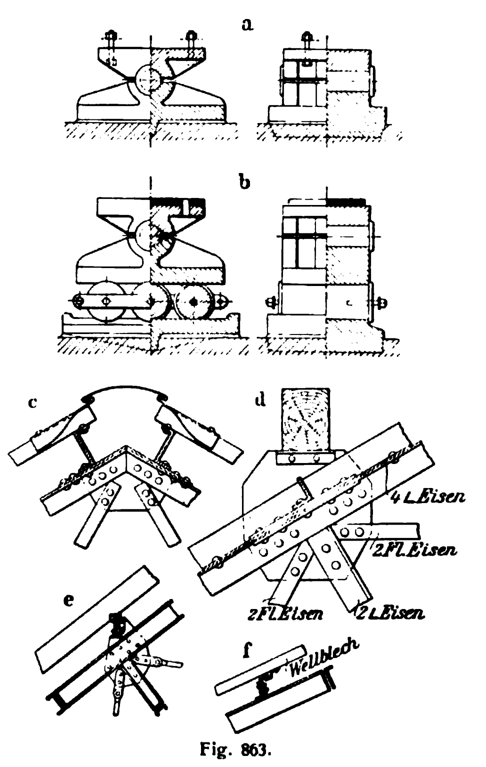


Fig. 863.

Binder mit lotrechten Zugstangen und verschieden geneigten Druckstreben, z. B. c, g, m, bezeichnet man gewöhnlich mit englischem Prinzip, während die lotrecht zur Binderstrebe angeordneten Druckstützen, wie z. B. e, f, h, l, n, das französische Prinzip vertreten; e und f sind die einfachen Polonceau-Binder.

Eine Hauptsache ist das Unschädlichmachen der Ausdehnung der einzelnen Teile beziehentlich der Binder, und man erreicht dies durch die Beweglichkeit des einen Auflagers, oder durch Gelenkknotenpunkte. Fig. 863 (a und b) zeigt ein Kipplager beziehentlich ein Rollenlager, das eine horizontale Verschiebung gestattet.

Ist das eine der Auflager beweglich, so ergibt sich für das statisch bestimmbare Fachwerk die notwendige Stabzahl $s$ bei $k$ Knotenpunkten zu

$$s = 2k - 3.$$

Fig. 863 (c, d und e) bringen einige Knotenpunktbildungen mit verschiedenen Walzeisenformen. Der Knotenpunkt ist mit abhängig von der Dacheindeckung und von der Bildung der Dachfläche durch Sparren oder durch Pfetten, wie schon mehrfach in den vorhergehenden Kapiteln erwähnt und erläutert.

Für Metalldeckung kommt ebenso die eiserne Pfette (c und f) gern in Anwendung, und zwar als JΓ- oder J- oder C-Eisen. Hierbei sei nochmals auf Fig. 844 aufmerksam gemacht.

Selbstverständlich sind noch größere Binder in Bogenform oder als Sichelträger möglich, wie überhaupt durch die Gestaltung der äußeren und inneren Gurtung als gerade oder mehrteilig gebrochene Linie, und die Art der Ausfüllung des Fachwerks, der Charakter der Überdeckung ausgedrückt wird.

Für den Rahmen dieses Buches können nur die üblichsten satteldachartigen Gebäudeüberdeckungen in Frage kommen. Dabei vergesse man, wie von Anfang an betont, bei der Grundrißgestaltung die Anordnung von Bindern, und zwar in Entfernungen von etwa $3^1/_2$ bis $4^1/_2$ m der Gebäudelängsachse, nicht. Solche Binderknotenpunkte liegen stets am besten auf Schaftachsen.

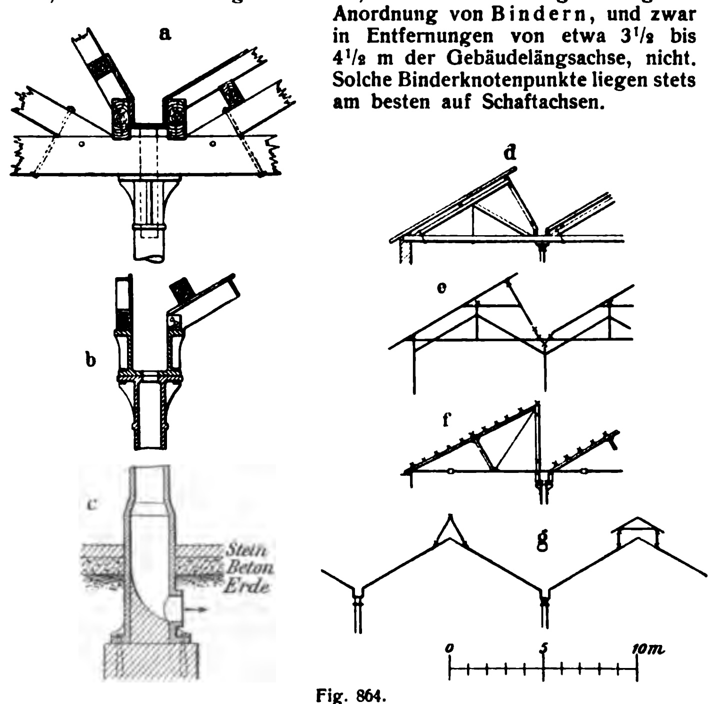



Fig. 864.

## R. Shedbau.

Eine besondere Dachanordnung in seiner Gesamtheit zeigt das Sheddach. Man nennt es auch Säge- oder Paralleldach (Fig. 864).

Handelt es sich um die Überdachung von großen Grundflächen, so kann man dies durch die Aneinanderreihung mehrerer einzelner Satteldächer, die sich mit ihren Traufseiten berühren, erreichen und erhält auf diese Weise, wie in Fig. 864g, die sog. Paralleldächer.

Beim Shed- oder Sägedach sind auch große Flächen abzudecken, doch hat man stets steile Dachflächen, welche Licht zu spenden haben: Lichtdächer, und flache Dachflächen, welche eingedeckt sind, zu

unterscheiden. Die Eindeckung kann innerlich durch Verkleidung unsichtbar gemacht werden; man erreicht damit nicht nur eine Isolierung und besseren Schutz gegen den Einfluß von Wärme und Kälte (besonders bei Anwendung von Korkplatten), sondern auch durch hellen Anstrich dieser Innenflächen eine günstige Lichtwirkung.

Das Lichtdach richtet man am besten nach Norden, um Schutz vor den direkten Sonnenstrahlen zu haben. Unangenehm kann das an den Oberlichtglasflächen entstehende Schwitzwasser werden, das durch Ableitung unschädlich gemacht werden muß.

Konstruktiv bietet das Sheddach wenig Neues. Es kann in Holz, wie in d und e, oder aus Eisen, wie in f, hergestellt werden, und ist dabei eine Dachspannung von etwa 5,0 bis 7,0 m brauchbar.

Die größte Schwierigkeit bietet die Abführung des Traufwassers. Fig. 864a zeigt für die hölzerne und Fig. 864b für die eiserne Konstruktion die Traufenbildung.

Werden Sheds über Grundflächen (Höfen), die von Gebäuden umgeben sind, errichtet, so können auch die eisernen Säulen als Abfallrohre ausgebildet werden, wie Fig. 864c zeigt, wobei die Säulengründung nicht beeinflußt wird.

Shedbau wird in der Regel nur Erdgeschoßbau sein. Deswegen ist billiger Grund und Boden eine Vorbedingung, weil sonst das Aufsetzen von Stockwerken durch die mehrmalige Ausnutzung der Grundfläche vorteilhafter wird. Anderseits erspart man beim Shedbau die Treppen, Aufzüge u. s. w.

Ein Hauptvorteil dieser Anordnung liegt in der Übersichtlichkeit des Arbeitsraumes. Durch das Oberlicht wird derselbe hell und gesund. Die Säulenstellung, welche mit der Binderanordnung (ca. 4 m Entfernung) Hand in Hand gehen möchte, bietet außerdem Gelegenheit, Antriebe u. dergl. bequem anbringen zu können.

## S. Treppen.

Jeder Stockwerksbau erfordert zum Verkehr in lotrechter Beziehung eine oder mehrere Treppen. In der Regel soll die Haupttreppe des Gebäudes in einem besonderen Treppenhause, das durch alle Stockwerke bis unter Dach reicht, liegen, während Nebentreppen den Verkehr zwischen einzelnen Stockwerken vermitteln. In industriellen Gebäuden machen sich sehr oft besondere Aufzugsschächte nötig, um sowohl Gegenstände wie auch Personen lotrecht befördern zu können.

Für eine gute Treppe sind Sicherheit und Bequemlichkeit die beiden Haupterfordernisse. Erstere hängt vom Material der Treppenstufen ab, welches sein kann: natürlicher Stein, Holz, Eisen, Stein mit Eisen, Stein mit Holzbelag, Eisen mit Holzbelag, gemauert und gewölbt in Ziegelstein, andere künstliche Steine, wie Beton u. s. w., Linoleum und Xylolithbelag.

Die größte Sicherheit bietet stets die Steinstufe beziehentlich die Steintreppe. Liegt diese zudem in einem in sich abgeschlossenen Treppenhause, dessen Umfassung massive Wände, sind, so kann man von möglichster Feuersicherheit sprechen. In vielen Fällen ist es sogar wünschenswert, das Treppenhaus nicht unmittelbar mit dem Fabrik- oder Hauptarbeitsraum in Verbindung zu setzen.

Eine Steintreppe wird mittels sog. Blockstufen ausgeführt, die einige Centimeter übereinandergreifen und sonst seitlich ihr Auflager in der Wand haben. Fig. 865a zeigt volle Blockstufe, während in b eine unten abgeschrägte und auf einem I-Träger aufruhende Blockstufe dargestellt ist.

Hölzerne Treppen werden zusammengesetzt aus einem lotrechten Stück = Setzstufe und aus der wagerechten Trittstufe, welche in der Treppenwange (eine 5 bis 8 cm starke Bohle) eingeschoben oder eingestemmt sind (Fig. 865c). Nach Fig. 865d kann man Setz- und Trittstufe auch aufsatteln.

Gußeiserne Treppen (in Fabriken ist die Wendeltreppe zur unmittelbaren Verbindung zwischen zwei Stockwerken beliebt) sind in der Regel

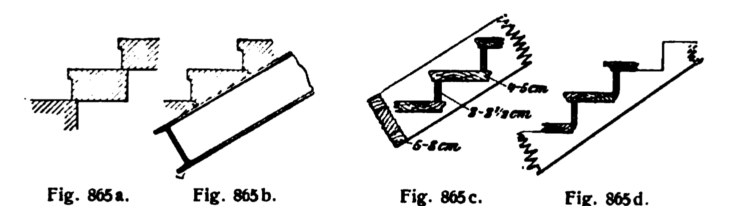



Fig. 865a. Fig. 865b. Fig. 865c. Fig. 865d.

als Wangentreppen konstruiert. Fig. 865e zeigt eine gußeiserne Wange mit angegossenen Winkelrippen, auf welche die Trittstufe als durchbrochene Gußplatte oder auch aus Holz aufgeschraubt wird. Bei schmiedeisernen Treppen fällt die Setzstufe manchmal ganz weg.

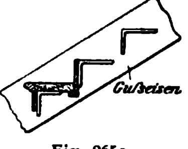



Fig. 865e.

Eine Haupttreppe möchte eine lichte Breite von 1,4 bis 2,0 m haben. Podeste müssen mindestens gleich der Treppenbreite sein. Nebentreppen können mit 1,2 m Breite bemessen werden. Nottreppen, die nur in einer Richtung, in der Regel abwärts, begangen werden, genügen mit 0,6 m Breite.

In Fabrikgebäuden sind die zwei- und dreiarmigen Treppen die praktischsten. Die Wendelung sollte wenigstens bei Treppen, auf denen viel Menschen zu gleicher Zeit plötzlich zu gehen haben, vermieden werden; jedenfalls bedürfen gewendelte Stufen in konstruktiver Beziehung einer besonderen Aufmerksamkeit.

Durch die richtige Wahl des Steigungsverhältnisses erreicht man die erforderliche Bequemlichkeit einer Treppe. Das für eine Treppe gewählte Steigungsverhältnis darf nicht verändert werden; mindestens darf es aber in den oberen Stockwerken nicht zunehmen.

Bezeichnet $b$ die Auftrittsbreite und $h$ die Steigungshöhe sowie $s$ die mittlere Schrittlänge von 63 bis 64 cm, so möchte erfahrungsgemäß sein

$$2h + b = s.$$

Brauchbare Neigungsverhältnisse ergibt auch

$$\frac{4}{3} h + b = 52.$$

Für Fabriktreppen kann man als gutes Steigungsverhältnis 18 : 28 ansehen, doch kommt man bei profilierter Stufe mit 18 cm Steigung bei 27 cm Auftritt noch aus.

Die Nutzlast bei Treppen wird mit 400 bis 500 kg/qm angenommen. Sehr große Lasten befördert man besser durch Aufzug, der sich in einem massiv abgeschlossenen Fahrschacht befindet, und dessen Zugänge so beschaffen sein müssen, daß dieselben sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrstuhl mit seiner Plattform gerade in Fußbodenhöhe des betreffenden Geschosses angekommen ist.

Eine oft genügende und manchmal sogar erwünschte Verbindungsweise bei geringen Höhenunterschieden bietet die Rampe.

## T. Baugrund und Grundbau.

(Fundamente.)

Eine Hauptrolle spielt hierbei die Erfahrung, z. B. auch die, welche man bei etwa in der Nähe schon ausgeführten Bauten gemacht hat.

Bei größeren Anlagen empfiehlt es sich, auf dem zu bebauenden Platze vor Beginn der Vorarbeiten zum Bauen einen Versuchsschacht zu graben, um über die Art des Baugrundes sowie über die Mächtigkeit und die Neigungsverhältnisse der Schichten, auf denen man zu bauen hat, unterrichtet zu sein. Unter Umständen sind auch Bohrungen mit dem Erdbohrer vorzunehmen. Es ist dies oft von Wichtigkeit, um mehrere Meter stark liegende tragfähige Schichten durch Abgraben nicht unnütz zu schwächen.

Auch Probebelastungen, Einschlagen von Probepfählen oder Untersuchungen der Bausohle mit dem Sondiereisen, um die Zusammendrückbarkeit der Bausohle vor dem Bauen zu erfahren, und ob diese Zusammendrückbarkeit überall gleichmäßig ist oder nicht, machen sich nötig.

Ein Baugrund, auf den man zumeist ohne weiteres getrost bauen und daher als „gut“ bezeichnen kann, ist (außer Fels) Sand und Kies ohne Ausweichung, 3 bis 4 m stark liegend, trockener Lehm und Ton mit möglichst horizontaler Schichtung und ähnliches Material.

In erster Linie lege man die Bausohle, die stets wagerecht sein muß, unter Frosttiefe, also etwa 1,0 m unter die Erdoberfläche. Wenn möglich, liege die ganze Bausohle eines Gebäudes gleich tief. Ergeben sich verschieden tief liegende Bausohlen, so müssen die Übergänge zu den verschiedenen Gründungstiefen absatzweise vorgenommen werden; geneigte Druckflächen sind jedenfalls zu vermeiden.

Man muß sich bemühen, den Druck auf die Bausohle möglichst gleichmäßig zu erzielen, damit auch das Setzen des Baugrundes vollständig gleichmäßig erfolgt.

Die zulässige Beanspruchung des Baugrundes (stets Druck) ist geringer als diejenige für das beim Fundamentmauerwerk verwendete Baumaterial. Man kann etwa folgende Druckbelastungen als Grenze annehmen:

| | | |
|---|---|---|
| weicher Ton und feiner feuchter Sand . . . . . | bis 1 | kg/qcm, |
| Lehm, mittelfester Ton, trockener und tonhaltiger Sand | „ 2 | „ |
| fester Ton und ganz trockener Sand . . . . . . | „ 4 | „ |
| festgelagerter grober Sand und Kies . . . . . . | „ 6 | „ |

Es ist also bei einem wirklich „guten“ Baugrund eine Belastung von 5 kg/qcm normal. Ausnahmsweise und bei besonderen Vorbereitungen kann man höher gehen. Bei „gewachsenem Boden“, auf den man nach gemachten Erfahrungen bauen darf, ist $3^1/_2$ kg/qcm zulässig, doch kann man in der Regel durch Verbreiterung der Fundamente und des Banketts eine Verminderung auf 2 bis $2^1/_2$ kg/qcm erzielen.

Die Verbreiterung des Banketts muß durch Absätze geschehen (Fig. 866), deren Höhe größer ist als ihre Ausladung, und die also sicher und allmählich den Druck auf die nach unten immer größer werdenden Grundflächen übertragen. Wird durch eine seitlich auf eine Mauer wirkende Kraft der Druck in der Fundamentsohle verändert, so ist darauf zu sehen, daß die Mittelkraft aus Eigengewicht und Seitendruck noch in der Fundamentsohle bleibt. Besondere Aufmerksamkeit bedürfen solche Fundamente, bei denen, wie z. B. bei freistehenden Schornsteinen (s. unter U.), durch Windeinfluß die Druckwirkungen in der Bausohle gewaltige Veränderungen erfahren und daher einer besonderen Untersuchung bedürfen.

Wichtig ist, daß man dem Fundamentmauerwerk Gelegenheit zum Austrocknen gibt; daher ist mit dem Ausfüllen der Baugrube eine Zeitlang zu warten. Sehr starke Fundamente soll man aus diesem Grunde langsam bauen, damit das Mauerwerk genügend Zeit zum Abbinden hat und das sog. „Setzen“ in Ruhe vor sich gehen kann.

Fig. 866.

Alle Mittel und Wege, um schlechten Baugrund zu verbessern, sowie überhaupt die verschiedenen Fundierungsmethoden, welche man dabei anwenden kann, können hier nicht zur Besprechung kommen.

In den meisten Fällen kann man heutzutage (namentlich mit Umgehung von Rosten) durch Betonierung (Betonschüttung) eine tragfähige Gründung schaffen. Manchmal ist es ratsam, ganze Gebäude auf eine gemeinsame Betonschale zu setzen. Dies ist auch in hygienischer Beziehung von Bedeutung, um Grundluft und Grundwasser abzuhalten.

Maschinenfundamente dürfen keine Verbindung mit dem Hausfundamente haben! Asphalt als Bindemittel für Maschinenfundamente soll sich gut bewähren.

## U. Schornsteine.

Man hat zu unterscheiden:

1. Schornsteine in Gebäuden und 2. freistehende oder Fabrikschornsteine.

Erstere werden in den Gebäudemauern untergebracht und sind lotrechte Schlote von quadratischem oder kreisrundem Querschnitt. In der Regel beträgt ihre lichte Weite etwa 18 bis 25 cm bei $^1/_2$ Stein starker Wandung. Sie beginnen im untersten Stockwerk, wo sie mit einer gut schließenden Reinigungstür zu versehen sind, und werden

Es sollen also Zugsbeanspruchungen des Mauerwerkes nicht vorkommen. Bei Untersuchungen mit hohem Winddruck ergeben sich indessen oft geringe Zugspannungen an der Windseite, die, wie auch zahlreiche Ausführungen beweisen, bis etwa 1 kg/qcm noch zulässig sein können, wenn vor allem ein gutes Bindemittel Verwendung findet. Als noch zulässige Druckspannung in den Fugen kann man etwa 10 kg/qcm annehmen.

Eine besondere Untersuchung bedarf die Bausohle, in welcher sich auch an der Windseite nur Druck ergeben darf, so daß also Zugspannungen an der Grundsohle überhaupt und unter allen Umständen ausgeschlossen sind. Der durch den Winddruck vergrößerte Druck an der dem Winde abgewendeten Seite in der Grundsohle möchte sich nicht größer als 0,75 bis 1,5 kg/qcm ergeben; gewachsener guter Baugrund verträgt allerdings (s. unter T) 2 bis 2½ kg/qcm.

Bezeichnet $k_d$ die zulässige Materialbeanspruchung, $G$ das Gewicht und $M$ das Windmoment des zu untersuchenden Schornsteinstückes, $f$ die dem Gewicht ausgesetzte Fläche und $W$ das Widerstandsmoment dieser Querschnittsfläche, so muß sein

$$k_d = \frac{G}{f} \pm \frac{M}{W}.$$

Das Ministerium des Innern in Sachsen hat eine Verordnung, „Bestimmungen über die Standfestigkeit hoher Schornsteine betr.“, erlassen, welche Bezug nimmt auf das Allgemeine Baugesetz vom 1. Juli 1900. Die Verordnung datiert vom 22. April 1903 und bestimmt folgendes:

I. Stabilitätsnachweis. Aus dem der Bauanzeige für Schornsteine von mehr als 12 m Höhe nach § 106, Absatz 2 des Allgemeinen Baugesetzes für das Königreich Sachsen vom 1. Juli 1900 beizufügenden Stabilitätsnachweise muß genau zu entnehmen sein, bis zu welchem Grade die verwendeten Baustoffe in den gefährlichsten Querschnitten des Bauwerkes, insbesondere in den untersten Absatzfugen des Schornsteinschaftes und in der Fuge zwischen Sockel und Grundmauerwerk oder in der Fuge über dem etwa vorhandenen Sockelvorsprung, in Anspruch genommen werden, sowie welche Belastung der Untergrund erfährt.

II. Winddruck. 1. Als maßgebender Winddruck $p$ gegen eine zur Windrichtung senkrechte Fläche soll bei Schornsteinen in der Regel ein Wert: $p = 115 + 0{,}6\,H$ kg/qm in Rechnung gestellt werden. $H$ bedeutet die gesamte Schornsteinhöhe einschließlich Sockel in m. Dem Ermessen der Baupolizeibehörden bleibt vorbehalten, in besonders gefährdeten Lagen die Annahme eines höheren Winddruckes zu fordern. 2. Etwaiger Einfluß der Saugwirkung auf der der Windrichtung entgegengesetzten Seite ist in diesem Werte enthalten. 3. Der durch anstoßende oder umschließende Gebäude gewährte Schutz des Schornsteins gegen Winddruck soll in der Regel unberücksichtigt bleiben. 4. Als Winddruckfläche ist die Fläche des lotrechten Achsschnittes einer Schornsteinsäule anzusehen. Bei eckigen Schornsteinen ist dieser Schnitt rechtwinklig zu zwei gegenüberstehenden Flächen zu legen. 5. Bedeutet $F$ den Flächeninhalt dieses Schnittes, so ist die Größe des Winddruckes anzunehmen: bei runden Schornsteinen zu $0{,}67\,Fp$, bei achteckigen Schornsteinen zu $0{,}71\,Fp$, bei rechteckigen Schornsteinen zu $1{,}00\,Fp$. 6. Diese Werte des Winddruckes gelten auch dann, wenn der Wind über Eck weht. Letztere Windrichtung ist maßgebend für die Bestimmung der größten Kantenpressung bei eckigen Schornsteinen. 7. Als Angriffspunkt des gegen eine Schornsteinsäule wirkenden Winddruckes, dessen Richtung wagerecht anzunehmen ist, ist der Schwerpunkt des lotrechten Achsschnittes dieser Säule anzusehen.

III. Art und Beschaffenheit der Baustoffe. 1. Bei der Berechnung der Standfestigkeit muß das Gewicht des Schornsteins nach dem wirklichen Einheitsgewicht des zu verwendenden Mauerwerkes ermittelt werden. 2. Für die Herstellung des Schaftmauerwerkes ist sogenannter verlängerter Zementmörtel zu verwenden, der auf 2 Raumteile Kalk und 6 bis 8 Raumteile scharfkantigen, schlammfreien Sand mindestens 1 Raumteil Portlandzement enthält. Bei Verwendung von Graukalken, deren hydraulische Eigenschaften nachgewiesen sind, kann der Zementzusatz bis auf die Hälfte verringert werden. Die Verwendung unvorschriftsmäßigen Mörtels wird mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft, sofern nicht

höhere Strafen eintreten. 3. Der Unternehmer der baulichen Ausführung eines Schornsteins hat die volle Verantwortung dafür zu übernehmen, daß die in der Berechnung der Standfestigkeit eingesetzten Gewichte mit der Wirklichkeit übereinstimmen, sowie dafür, daß die von ihm verwendeten Baustoffe — Stein, Mörtel u. s. w. — bezüglich ihrer Güte und Festigkeit seinen Angaben entsprechen und technisch richtig verwendet werden. Unternehmer, welche die hier geforderten Angaben absichtlich oder in fahrlässiger Weise falsch erstatten, werden, sofern nicht höhere Strafen eintreten, mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft. 4. Der Aufsichtsbehörde bleibt es überlassen, den Nachweis der Richtigkeit des eingesetzten Einheitsgewichtes und der übrigen Angaben zu verlangen oder selbst die Richtigkeit zu prüfen.

IV. Zulässige Beanspruchungen.) 1. Die Druckbeanspruchungen im Mauerwerk sind nach dem unter II. vorgeschriebenen Winddruck unter Vernachlässigung der Zugspannungen zu berechnen. 2. Bezeichnet $k'_d$ die größte im Mauerwerk zulässige Druckbeanspruchung und $k''_d$ die Druckbeanspruchung unter dem Eigengewicht, beide Werte in kg/qcm, so darf die Druckbeanspruchung $k_d$ an der am stärksten belasteten Kante eines Querschnitts unter der Voraussetzung kunstgerechter und sorgfältiger Ausführung, sowie ausreichender Erhärtung des Mörtels äußersten Falles den Wert $k_d = \frac{1}{3} k'_d + 1{,}25\, k''_d$ kg/qcm erreichen, sofern dieser Wert nicht größer ist als $k_d$. Der Wert $k'_d$ ist in der Regel für Mauerwerk aus gewöhnlichen Ziegeln in Kalkmörtel mit 8,0, für ebensolches Mauerwerk in verlängertem Zementmörtel mit 10,0 und für Mauerwerk aus Hartbrandringsteinen in verlängertem Zementmörtel mit 12,0 kg/qcm zuzulassen. Kommen höhere Werte zum Ansatz, so ist der Nachweis der bei der Berechnung vorausgesetzten Festigkeiten zu führen. Wird dieser Nachweis für ganze Mauerkörper in dem erforderlichen Umfange erbracht, so können die nach der vorstehenden Vorschrift sich ergebenden höheren Beanspruchungen bis zu einer Höchstgrenze von 25 kg/qcm zugelassen werden, keinesfalls darf aber für $k'_d$ ein höherer Wert als 1/10 der Bruchbelastung des Mauerwerkes in Ansatz kommen. 3. Die höchste Kantenpressung, mit der das Schornsteinfundament unter Berücksichtigung des Winddruckmomentes den Erdboden belastet, soll bei gutem Baugrund in der Regel 3 kg/qm nicht übersteigen und nur in Ausnahmefällen 4 kg/qcm erreichen. Dabei ist die Bedingung zu erfüllen, daß sich auf der Windseite das Fundament nicht vom Boden abhebt.

Über „Dampfkesselschornsteine" s. auch S. 716 u. ff.

## V. Allgemeine Schlufsbemerkungen.

Bei Ausführungen von Bauten jeglicher Art, namentlich auch bei industriellen Bauten, gibt es viele gesetzliche Vorschriften zu erfüllen. Das Gesetz kann ebensogut Maßnahmen verhindern wie anderseits bestimmte Ausführungsweisen fordern; es sind demnach Verbote ebenso zu beachten wie Gebote.

Gesetzliche Vorschriften können ausgehen vom Deutschen Reiche und zwar als Beschlüsse des Bundesrats oder des Reichskanzlers oder einzelner Reichsbehörden (wie z. B. diejenigen, welche Dampfkessel u. s. w. betreffen). Ferner gibt es Verordnungen der einzelnen Staaten im Deutschen Reiche, also Landesgesetze, von denen wiederum die Baupolizeiverordnungen für einzelne Städte und für das Land abhängig und untergeordnet sind. Auch Lokalbauordnungen und Ortsstatute für einzelne Bezirke und Gegenden können vorhanden sein.

Die Bedingungen, welche gestellt werden, beziehen sich entweder auf die Interessen der öffentlichen Ordnung und des Verkehrs oder auf nachbarliche Beziehungen; ferner auf Feuersicherheit und auf Standsicherheit (Stabilität) ganzer Gebäude oder einzelner Gebäudeteile; endlich auch auf hygienische und sittliche Maßnahmen, so daß ein Bau in keiner Beziehung ein öffentliches Ärgernis erregen kann und darf.

Da aber auch mancher Fabrikbetrieb an sich lästig werden kann, so müssen Bestimmungen da sein zum Schutze des Publikums gegen etwaige Ausschreitungen einzelner Betriebe; anderseits sind Bestimmungen zum Schutze der Arbeiter gegen die Gefahr für Leben und Gesundheit zu beachten.

Neben den baupolizeilichen Behörden u. a. sprechen daher auch die Gewerbeinspektionen ihr Wort mit in die baulichen Angelegenheiten einer Fabrik und in den ganzen Fabrikbetrieb überhaupt.

Alle Maßnahmen einer Fabrik haben aber heute einen sozialen Charakter, der in den letzten Jahrzehnten immer mehr Beachtung verdient, ja, notwendig macht. Die beiden großen Parteien „Arbeitgeber und Arbeitnehmer“ bilden hier den Hintergrund. Beide Teile haben ihre Pflichten und Rechte, und neben so sehr vielem anderen, was hier nicht alles berührt werden kann, ist es auch Bauliches, was eingreifen kann.

Daß im allgemeinen ein Fabrikgebäude sich in einem Zustande befinden soll, in dem es in jeder Beziehung alle Erfordernisse in gesundheitlicher Beziehung erfüllt und Räume enthält, in denen man sich gern aufhält, — das setzt man einfach voraus. Es kann an dieser Stelle auf verschiedene Maßnahmen, Vorschriften oder auch nur Wünsche, die man heutzutage in dieser Beziehung hegt, nicht näher eingegangen werden. Nur einige Punkte seien herausgegriffen und angedeutet, die, weil baulicher Natur, hier in den Vordergrund treten. So hat man sein Augenmerk darauf zu richten:

daß auf jeden Arbeiter ein genügend großer Luftraum kommt;

daß Vorkehrungen getroffen sind, die eine genügende Lufterneuerung im Raume ermöglichen, und daß diese Lufterneuerung um so größer sein muß, je kleiner der Luftraum ist, den man für jeden Arbeiter angenommen hat;

daß bei der Arbeit entstehender schädlicher Staub u. s. w. an der Arbeitsstelle selbst entfernt wird, ohne sich vorher mit der Raumluft vermischt zu haben;

daß dem Arbeiter Gelegenheit gegeben wird, sich vom Arbeitsschmutz zu reinigen — Wasch- und Badeeinrichtungen, Umkleideräume u. s. w.;

daß der Arbeiter seine Mahlzeiten nicht im Arbeitsraume selbst einzunehmen nötig hat — Eßräume, Kantinen, Vorrichtungen zum Wärmen der Speisen u. s. w.;

daß die Abtritte geschickt angeordnet sind und nicht lästig werden können, auch in sittlicher und anderer Beziehung nicht stören und dergl.;

daß bei großen Betrieben auch Sorge getragen wird, die Arbeiter gut unterzubringen, und namentlich die Häuslichkeit einer Arbeiterfamilie den Bedürfnissen derselben entspricht — Arbeiterhäuser, Arbeiterwohnungen, ganze Kolonien, und was sonst noch hierher gehört; u. a. m.

Schließlich sei kurz darauf hingewiesen, daß auch das im Jahre 1900 in Kraft getretene „Neue bürgerliche Gesetzbuch“ sich mit dem Bauwesen beschäftigt. Nach demselben ist ein Gebäude „eine mit dem Grund und Boden fest verbundene Sache“, so daß also zu jedem Hause auch stets der Grund und Boden gehören muß. Ausnahmen hierbei

gelten nur, wenn ein Gebäude — was gerade beim Fabrikbau vorkommen kann — zu ganz vorübergehenden Zwecken gebaut oder wenn durch Erbbaurecht ein Gebäude auf fremdem Grundstück errichtet wird, das dann allerdings im Grundbuch ein besonderes „Blatt" (früher Folium) erhält. — Zu einem Gebäude gehört alles, was davon nicht trennbar ist; es gehören auch dazu: ordnungsgemäß eingehängte Türen und Fenster. — Es kann ferner nach dem neuen bürgerlichen Gesetzbuch die Erwerbung eines Bauplatzes nicht mehr durch einfachen schriftlichen Vertrag erfolgen, sondern es bedarf hierzu stets einer gerichtlichen oder notariellen Beurkundung.

## b) Koeffizienten der Zapfenreibung.

| Reibende Körper | Zustand der Oberflächen oder Schmiere | Reibungskoeffizient $\mu$, wenn die Schmiere erneuert wird | |
|---|---|---|---|
| | | auf gewöhnliche Art | ununterbrochen (Ringschmierung) |
| Gußeisen auf Gußeisen | Olivenöl | 0,07 bis 0,08 | 0,05 |
| | fettig | 0,14 | · |
| Gußeisen auf Bronze | Olivenöl | 0,07 bis 0,08 | 0,05 |
| | fettig | 0,16 | · |
| Schmiedeisen auf Guß | geschmiert | 0,07 bis 0,08 | 0,05 |
| Schmiedeisen auf Bronze | desgl. | 0,07 bis 0,08 | 0,05 |
| | fettig und naß | 0,19 | · |
| Schmiedeisen auf Pockholz | geschmiert | 0,11 | · |
| | fettig | 0,19 | · |
| Eisenbahnwagenachsen auf Zinnlegierung oder Hartblei | bestens geschmiert | · | 0,009 bis 0,01 |
| auf Bronze | desgl. | · | 0,014 |

## c) Koeffizienten der rollenden Reibung.

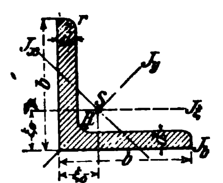
| Reibende Körper | Reibungskoeffizient $f$ (in cm) |
|---|---|
| Pockholz auf Pockholz | 0,047 |
| Ulmenholz auf Pockholz | 0,081 |
| Eisen auf Eisen (und Stahl auf Stahl) | $\sim$ 0,050 |

Ein Cylinder vom Halbmesser $r$ beginnt auf einer schiefen Ebene zu rollen, wenn ihr Steigungsverhältnis $\operatorname{tg}\alpha = f : r$ ist; hieraus folgt $f = r \operatorname{tg} \alpha$.

# C. Deutsche Normalprofile für Walzeisen[1]).

Bemerkung. Die hierunter angegebenen Gewichte gelten für Schweißeisen (spez. Gewicht = 7,8); für Flußeisen (spez. Gewicht = 7,25) sind diese Gewichte noch mit 1,0064 zu multiplizieren.

## a) Gleichschenklige Winkeleisen.



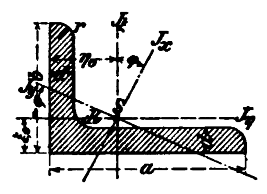
Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser der inneren Winkelecke $R = 0{,}5\ (d_{min} + d_{max})$.
Abrundungshalbmesser der Schenkelenden $r = 0{,}5\ R$ (auf halbe mm abgerundet).
Schwerpunktabstand $\xi_0 \sim {}^1/_4\, b + 0{,}36\, d$.
Vorprofile mit gleicher Schenkelbreite und 1 mm größerer Schenkeldicke sind erhältlich.

| Profil-Nr. | Breite $b$ mm | Dicke $d$ mm | Querschnitt qcm | Gewicht für 1 m kg | Abstand des Schwerpunktes $\xi_0$ mm | Trägheitsmomente $J_\eta$ cm⁴ | $J_\xi$ cm⁴ | $J_y$ = max cm⁴ | $J_x$ = min cm⁴ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1½ | 15 | 3 | 0,82 | 0,64 | 4,8 | 0,33 | 0,15 | 0,24 | 0,06 |
| | | 4 | 1,05 | 0,82 | 5,1 | 0,46 | 0,18 | 0,29 | 0,08 |
| 2 | 20 | 3 | 1,12 | 0,87 | 6,0 | 0,78 | 0,38 | 0,62 | 0,15 |
| | | 4 | 1,45 | 1,13 | 6,4 | 1,07 | 0,48 | 0,77 | 0,19 |
| 2½ | 25 | 3 | 1,42 | 1,11 | 7,3 | 1,53 | 0,79 | 1,27 | 0,31 |
| | | 4 | 1,85 | 1,44 | 7,6 | 2,08 | 1,00 | 1,61 | 0,40 |
| 3 | 30 | 4 | 2,27 | 1,77 | 8,9 | 3,5 | 1,80 | 2,85 | 0,76 |
| | | 6 | 3,27 | 2,55 | 9,6 | 5,5 | 2,48 | 3,91 | 1,06 |
| 3½ | 35 | 4 | 2,67 | 2,08 | 10,0 | 5,6 | 2,96 | 4,68 | 1,24 |
| | | 6 | 3,87 | 3,02 | 10,8 | 8,6 | 4,13 | 6,50 | 1,77 |
| 4 | 40 | 4 | 3,08 | 2,40 | 11,2 | 8,3 | 4,47 | 7,09 | 1,86 |
| | | 6 | 4,48 | 3,49 | 12,0 | 12,8 | 6,35 | 9,98 | 2,67 |
| | | 8 | 5,80 | 4,52 | 12,8 | 17,4 | 7,90 | 12,4 | 3,38 |
| 4½ | 45 | 5 | 4,30 | 3,36 | 12,8 | 14,9 | 7,85 | 12,4 | 3,25 |
| | | 7 | 5,86 | 4,57 | 13,6 | 21,2 | 10,4 | 16,4 | 4,39 |
| | | 9 | 7,34 | 5,73 | 14,4 | 27,8 | 12,6 | 19,8 | 5,40 |
| 5 | 50 | 5 | 4,80 | 3,75 | 14,0 | 20,4 | 11,0 | 17,4 | 4,59 |
| | | 7 | 6,56 | 5,12 | 14,9 | 29,0 | 14,5 | 23,1 | 6,02 |
| | | 9 | 8,24 | 6,43 | 15,6 | 38,0 | 17,9 | 28,1 | 7,67 |
| 5½ | 55 | 6 | 6,31 | 4,92 | 15,6 | 32,8 | 17,3 | 27,4 | 7,24 |
| | | 8 | 8,23 | 6,42 | 16,4 | 44,2 | 22,1 | 34,8 | 9,35 |
| | | 10 | 10,07 | 7,85 | 17,2 | 56,0 | 26,3 | 41,4 | 11,27 |

[1]) Nach dem Deutschen Normalprofilbuche für Walzeisen, 5. Auflage; Aachen 1897, Jos. La Ruelle.

| Profil-Nr. | Breite $b$ mm | Dicke $d$ mm | Querschnitt qcm | Gewicht für 1 m kg | Abstand des Schwerpunktes $\xi_0$ mm | Trägheitmomente | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | $J_b$ cm⁴ | $J_\xi$ cm⁴ | $J_y$ = max cm⁴ | $J_x$ = min cm⁴ |
| 6 | 60 | 6 | 6,91 | 5,39 | 16,9 | 42,5 | 22,7 | 36,1 | 9,43 |
| | | 8 | 9,03 | 7,04 | 17,7 | 57,5 | 29,2 | 46,1 | 12,1 |
| | | 10 | 11,07 | 8,63 | 18,5 | 72,8 | 34,8 | 55,1 | 14,6 |
| 6½ | 65 | 7 | 8,7 | 6,8 | 18,5 | 63 | 33,4 | 53,0 | 13,8 |
| | | 9 | 11,0 | 8,6 | 19,3 | 82 | 41,3 | 65,4 | 17,2 |
| | | 11 | 13,2 | 10,3 | 20,0 | 101 | 48,7 | 76,8 | 20,7 |
| 7 | 70 | 7 | 9,4 | 7,3 | 19,7 | 79 | 42,3 | 67,1 | 17,6 |
| | | 9 | 11,9 | 9,3 | 20,5 | 102 | 52,5 | 83,1 | 22,0 |
| | | 11 | 14,3 | 11,1 | 21,3 | 126 | 62,0 | 97,6 | 26,0 |
| 7½ | 75 | 8 | 11,5 | 8,9 | 21,3 | 111 | 59,0 | 93,3 | 24,4 |
| | | 10 | 14,1 | 11,0 | 22,1 | 140 | 71,0 | 113 | 29,8 |
| | | 12 | 16,7 | 13,0 | 22,9 | 170 | 82,5 | 130 | 34,7 |
| 8 | 80 | 8 | 12,3 | 9,6 | 22,6 | 135 | 72,0 | 115 | 29,6 |
| | | 10 | 15,1 | 11,8 | 23,4 | 170 | 87,5 | 139 | 35,9 |
| | | 12 | 17,9 | 13,9 | 24,1 | 206 | 102 | 161 | 43,0 |
| 9 | 90 | 9 | 15,5 | 12,1 | 25,4 | 216 | 116 | 184 | 47,8 |
| | | 11 | 18,7 | 14,6 | 26,2 | 266 | 138 | 218 | 57,1 |
| | | 13 | 21,8 | 17,0 | 27,0 | 317 | 158 | 250 | 65,9 |
| 10 | 100 | 10 | 19,2 | 14,9 | 28,2 | 329 | 177 | 280 | 73,3 |
| | | 12 | 22,7 | 17,7 | 29,0 | 398 | 207 | 328 | 86,2 |
| | | 14 | 26,2 | 20,4 | 29,8 | 468 | 235 | 372 | 98,3 |
| 11 | 110 | 10 | 21,2 | 16,5 | 30,7 | 438 | 239 | 379 | 98,6 |
| | | 12 | 25,1 | 19,6 | 31,5 | 529 | 280 | 444 | 116 |
| | | 14 | 29,0 | 22,6 | 32,1 | 621 | 319 | 505 | 133 |
| 12 | 120 | 11 | 25,4 | 19,8 | 33,6 | 626 | 340 | 541 | 140 |
| | | 13 | 29,7 | 23,2 | 34,4 | 745 | 393 | 625 | 162 |
| | | 15 | 33,9 | 26,5 | 35,1 | 864 | 445 | 705 | 186 |
| 13 | 130 | 12 | 30,0 | 23,4 | 36,4 | 869 | 472 | 750 | 194 |
| | | 14 | 34,7 | 27,0 | 37,2 | 1020 | 540 | 857 | 223 |
| | | 16 | 39,3 | 30,6 | 38,0 | 1171 | 604 | 959 | 251 |
| 14 | 140 | 13 | 35,0 | 27,3 | 39,2 | 1175 | 638 | 1014 | 262 |
| | | 15 | 40,0 | 31,2 | 40,0 | 1363 | 723 | 1148 | 298 |
| | | 17 | 45,0 | 35,1 | 40,8 | 1554 | 805 | 1276 | 334 |
| 15 | 150 | 14 | 40,3 | 31,4 | 42 | 1559 | 845 | 1343 | 347 |
| | | 16 | 45,7 | 35,7 | 43 | 1790 | 949 | 1507 | 391 |
| | | 18 | 51,0 | 39,9 | 44 | 2023 | 1052 | 1665 | 438 |
| 16 | 160 | 15 | 46,1 | 35,9 | 45 | 2027 | 1099 | 1745 | 453 |
| | | 17 | 51,8 | 40,4 | 46 | 2308 | 1225 | 1945 | 506 |
| | | 19 | 57,5 | 44,9 | 47 | 2590 | 1348 | 2137 | 558 |

## b) Ungleichschenklige Winkeleisen.

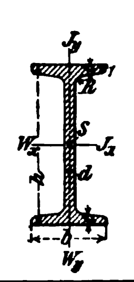


Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser der inneren Winkelecke $R = 0{,}5\,(d_{min} + d_{max})$.
Abrundungshalbmesser der Schenkelenden $r = 0{,}5\,R$ (auf halbe mm abgerundet).
**Vorprofile** mit gleichen Schenkelbreiten und 1 mm größerer Schenkeldicke sind erhältlich.

$i$ (in mm) ist der lichte Abstand zweier ungleichschenkligen ⅃L, wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2\,J_\xi$) sind.

| Profil-Nr. | Abmessungen in mm | | | Querschnitt | Gewicht für den lfd. m | Abstand des Schwerpunktes | | tg φ | Trägheitsmomente | | | | $i$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $b$ | $a$ | $d$ | qcm | kg | $\xi_0$ mm | $\eta_0$ mm | | $J_\xi$ cm⁴ | $J_\eta$ cm⁴ | $J_x$ = max cm⁴ | $J_y$ = min cm⁴ | mm |
| **Schenkelverhältnis 2 : 3.** | | | | | | | | | | | | | |
| 2/3 | 20 | 30 | 3 | 1,42 | 1,11 | 4,9 | 9,9 | 0,4216 | 1,25 | 0,45 | 1,42 | 0,28 | 5,2 |
| | | | 4 | 1,85 | 1,44 | 5,4 | 10,3 | 0,4214 | 1,60 | 0,55 | 1,82 | 0,33 | 4,3 |
| 3/4½ | 30 | 45 | 4 | 2,87 | 2,24 | 7,4 | 14,8 | 0,4334 | 5,77 | 2,05 | 6,63 | 1,19 | 8,0 |
| | | | 5 | 3,53 | 2,75 | 7,8 | 15,2 | 0,4288 | 6,99 | 2,46 | 8,01 | 1,44 | 7,1 |
| 4/6 | 40 | 60 | 5 | 4,79 | 3,74 | 9,7 | 19,5 | 0,4319 | 17,3 | 6,20 | 19,8 | 3,66 | 11,0 |
| | | | 7 | 6,55 | 5,11 | 10,5 | 20,4 | 0,4275 | 22,8 | 8,10 | 26,3 | 4,63 | 9,0 |
| 5/7½ | 50 | 75 | 7 | 8,33 | 6,50 | 12,4 | 24,7 | 0,4304 | 46,3 | 16,4 | 53,1 | 9,58 | 13,1 |
| | | | 9 | 10,5 | 8,20 | 13,2 | 25,6 | 0,4272 | 57,2 | 20,1 | 65,4 | 11,9 | 11,2 |
| 6½/10 | 65 | 100 | 9 | 14,2 | 11,0 | 15,9 | 33,1 | 0,4101 | 140 | 46,6 | 160 | 26,8 | 19,5 |
| | | | 11 | 17,1 | 13,3 | 16,7 | 34,0 | 0,4074 | 167 | 55,3 | 189 | 32,9 | 17,7 |
| 8/12 | 80 | 120 | 10 | 19,1 | 14,9 | 19,5 | 39,2 | 0,4348 | 276 | 97,9 | 317 | 56,8 | 22,1 |
| | | | 12 | 22,7 | 17,7 | 20,2 | 40,0 | 0,4304 | 323 | 115 | 370 | 67,5 | 20,1 |
| 10/15 | 100 | 150 | 12 | 28,7 | 22,4 | 24,2 | 48,9 | 0,4361 | 649 | 232 | 747 | 134 | 27,8 |
| | | | 14 | 33,2 | 25,9 | 25,0 | 49,7 | 0,4339 | 744 | 263 | 854 | 153 | 26,1 |
| **Schenkelverhältnis 1 : 2.** | | | | | | | | | | | | | |
| 2/4 | 20 | 40 | 3 | 1,72 | 1,34 | 4,4 | 14,3 | 0,2575 | 2,81 | 0,46 | 2,96 | 0,31 | 14,6 |
| | | | 4 | 2,25 | 1,76 | 4,8 | 14,7 | 0,2528 | 3,58 | 0,60 | 3,78 | 0,40 | 13,4 |
| 3/6 | 30 | 60 | 5 | 4,29 | 3,35 | 6,8 | 21,5 | 0,2544 | 15,6 | 2,61 | 16,5 | 1,71 | 21,2 |
| | | | 7 | 5,85 | 4,56 | 7,6 | 22,4 | 0,2479 | 20,6 | 3,42 | 21,8 | 2,28 | 19,1 |
| 4/8 | 40 | 80 | 6 | 6,89 | 5,37 | 8,8 | 28,5 | 0,2568 | 44,9 | 7,66 | 47,6 | 4,99 | 28,9 |
| | | | 8 | 9,01 | 7,03 | 9,6 | 29,4 | 0,2518 | 57,5 | 9,70 | 60,8 | 6,41 | 26,9 |
| 5/10 | 50 | 100 | 8 | 11,5 | 8,93 | 11,2 | 35,9 | 0,2565 | 116 | 19,6 | 123 | 12,8 | 35,5 |
| | | | 10 | 14,1 | 11,0 | 12,0 | 36,7 | 0,2658 | 141 | 23,5 | 150 | 14,6 | 33,7 |
| 6½/13 | 65 | 130 | 10 | 18,6 | 14,5 | 14,5 | 46,5 | 0,2569 | 320 | 54,4 | 339 | 35,4 | 46,6 |
| | | | 12 | 22,1 | 17,2 | 15,3 | 47,5 | 0,2549 | 374 | 62,8 | 395 | 41,3 | 44,4 |
| 8/16 | 80 | 160 | 12 | 27,5 | 21,5 | 17,7 | 57,2 | 0,2586 | 719 | 122 | 762 | 79,4 | 57,8 |
| | | | 14 | 31,8 | 24,8 | 18,5 | 58,1 | 0,2679 | 822 | 139 | 875 | 86,0 | 55,7 |
| 10/20 | 100 | 200 | 14 | 40,3 | 31,4 | 21,8 | 71,2 | 0,2608 | 1654 | 282 | 1754 | 182 | 73,1 |
| | | | 16 | 45,7 | 35,6 | 22,6 | 72,0 | 0,2586 | 1863 | 315 | 1973 | 205 | 71,2 |

## c) I-Eisen.

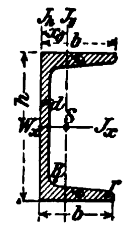


Normallängen = 4 bis 10 m.
Größte Länge = 14 m.
Neigung der inneren Flanschflächen = 14 %.
Abrundungshalbmesser zwischen Steg und Flansch $R = d$.
Abrundungshalbmesser der inneren Flanschkanten $r = 0{,}6\,d$.
Die Flanschdicke $t$ ist im Abstande $^1/_4\,b$ von der Kante gemessen, und zwar ist $t \sim 1{,}5\,d$.

Die durch Klammern zusammengefaßten Profilnummern haben denselben Überpreis.

| Profil-Nr. | Höhe $h$ | Breite $b$ | Dicke | | Querschnitt | Gewicht für 1 m | Trägheitsmomente | | Widerstandsmomente | | Profil-Nr. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Steg $d$ | Flansch $t$ | | | $J_y$ | $J_x$ | $W_y$ | $W_x$ | |
| | mm | mm | mm | mm | qcm | kg | cm⁴ | cm⁴ | cm³ | cm³ | |
| 8 | 80 | 42 | 3,9 | 5,9 | 7,57 | 5,9 | 6,3 | 77,7 | 2,99 | 19,4 | 8 |
| 9 | 90 | 46 | 4,2 | 6,3 | 8,99 | 7,0 | 8,8 | 117 | 3,81 | 25,9 | 9 |
| 10 | 100 | 50 | 4,5 | 6,8 | 10,6 | 8,3 | 12,2 | 170 | 4,86 | 34,1 | 10 |
| 11 | 110 | 54 | 4,8 | 7,2 | 12,3 | 9,6 | 16,2 | 238 | 5,99 | 43,3 | 11 |
| 12 | 120 | 58 | 5,1 | 7,7 | 14,2 | 11,1 | 21,4 | 327 | 7,38 | 54,5 | 12 |
| 13 | 130 | 62 | 5,4 | 8,1 | 16,1 | 12,6 | 27,4 | 435 | 8,85 | 67,0 | 13 |
| 14 | 140 | 66 | 5,7 | 8,6 | 18,2 | 14,2 | 35,2 | 572 | 10,7 | 81,7 | 14 |
| 15 | 150 | 70 | 6,0 | 9,0 | 20,4 | 15,9 | 43,7 | 734 | 12,5 | 97,9 | 15 |
| 16 | 160 | 74 | 6,3 | 9,5 | 22,8 | 17,8 | 54,5 | 933 | 14,7 | 117 | 16 |
| 17 | 170 | 78 | 6,6 | 9,9 | 25,2 | 19,7 | 66,5 | 1165 | 17,1 | 137 | 17 |
| 18 | 180 | 82 | 6,9 | 10,4 | 27,9 | 21,7 | 81,3 | 1444 | 19,8 | 161 | 18 |
| 19 | 190 | 86 | 7,2 | 10,8 | 30,5 | 23,8 | 97,2 | 1759 | 22,6 | 185 | 19 |
| 20 | 200 | 90 | 7,5 | 11,3 | 33,4 | 26,1 | 117 | 2139 | 25,9 | 214 | 20 |
| 21 | 210 | 94 | 7,8 | 11,7 | 36,3 | 28,3 | 137 | 2558 | 29,3 | 244 | 21 |
| 22 | 220 | 98 | 8,1 | 12,2 | 39,5 | 30,8 | 163 | 3055 | 33,3 | 278 | 22 |
| 23 | 230 | 102 | 8,4 | 12,6 | 42,6 | 33,3 | 188 | 3605 | 36,9 | 314 | 23 |
| 24 | 240 | 106 | 8,7 | 13,1 | 46,1 | 35,9 | 220 | 4239 | 41,6 | 353 | 24 |
| 25 | 250 | 110 | 9,0 | 13,6 | 49,7 | 38,7 | 255 | 4954 | 46,4 | 396 | 25 |
| 26 | 260 | 113 | 9,4 | 14,1 | 53,3 | 41,6 | 287 | 5735 | 50,6 | 441 | 26 |
| 27 | 270 | 116 | 9,7 | 14,7 | 57,1 | 44,5 | 325 | 6623 | 56,0 | 491 | 27 |
| 28 | 280 | 119 | 10,1 | 15,2 | 61,0 | 47,6 | 363 | 7575 | 60,8 | 541 | 28 |
| 29 | 290 | 122 | 10,4 | 15,7 | 64,8 | 50,6 | 403 | 8619 | 66,1 | 594 | 29 |
| 30 | 300 | 125 | 10,8 | 16,2 | 69,0 | 53,8 | 449 | 9785 | 71,9 | 652 | 30 |
| 32 | 320 | 131 | 11,5 | 17,3 | 77,7 | 60,6 | 554 | 12493 | 84,6 | 781 | 32 |
| 34 | 340 | 137 | 12,2 | 18,3 | 86,7 | 67,6 | 672 | 15670 | 98,1 | 922 | 34 |
| 36 | 360 | 143 | 13,0 | 19,5 | 97,0 | 75,7 | 817 | 19576 | 114 | 1088 | 36 |
| 38 | 380 | 149 | 13,7 | 20,5 | 107 | 83,4 | 972 | 23978 | 131 | 1262 | 38 |
| 40 | 400 | 155 | 14,4 | 21,6 | 118 | 91,8 | 1160 | 29173 | 150 | 1459 | 40 |
| 42½ | 425 | 163 | 15,3 | 23,0 | 132 | 103 | 1433 | 36956 | 176 | 1739 | 42½ |
| 45 | 450 | 170 | 16,2 | 24,3 | 147 | 115 | 1722 | 45888 | 203 | 2040 | 45 |
| 47½ | 475 | 178 | 17,1 | 25,6 | 163 | 127 | 2084 | 56410 | 234 | 2375 | 47½ |
| 50 | 500 | 185 | 18,0 | 27,0 | 179 | 140 | 2470 | 68736 | 267 | 2750 | 50 |
| 55 | 550 | 200 | 19,0 | 30,0 | 212 | 166 | 3486 | 99054 | 349 | 3602 | 55 |

## d) [-Eisen.

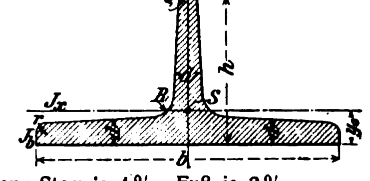


Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Neigung der inneren Flanschflächen = 8 %.
Abrundungshalbmesser $R = t$ und $r = 0{,}5\,t$ (auf halbe mm abgerundet).
Die Flanschdicke $t$ ist im Abstande $\frac{1}{2}b$ von der Kante gemessen.
$i$ (in mm) ist der lichte Abstand zweier ][, wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2J_x$) sind.

### [-Eisen.

| Profil-Nr. | Höhe $h$ | Breite $b$ | Dicke Steg $d$ | Dicke Flansch $t$ | Querschnitt | Gewicht für den lfd. m | Abstand des Schwerpunktes $x_0$ | Trägheitsmomente $J_h$ | Trägheitsmomente $J_y$ | Trägheitsmomente $J_x$ | $i$ | Widerstandsmoment $W_x$ | Profil-Nr. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | mm | mm | mm | mm | qcm | kg | mm | cm⁴ | cm⁴ | cm⁴ | mm | ccm | |
| 3 | 30 | 33 | 5 | 7 | 5,44 | 4,24 | 13,1 | 14,7 | 5,33 | 6,39 | · | 4,3 | 3 |
| 4 | 40 | 35 | 5 | 7 | 6,21 | 4,85 | 13,3 | 17,7 | 6,68 | 14,1 | · | 7,1 | 4 |
| 5 | 50 | 38 | 5 | 7 | 7,12 | 5,55 | 13,7 | 22,5 | 9,12 | 26,4 | 3,8 | 10,6 | 5 |
| 6½ | 65 | 42 | 5,5 | 7,5 | 9,03 | 7,05 | 14,2 | 32,3 | 14,1 | 57,5 | 15,4 | 17,7 | 6½ |
| 8 | 80 | 45 | 6 | 8 | 11,0 | 8,60 | 14,5 | 43,2 | 19,4 | 106 | 27,1 | 26,5 | 8 |
| 10 | 100 | 50 | 6 | 8,5 | 13,5 | 10.5 | 15,5 | 61,7 | 29,3 | 206 | 41,4 | 41,1 | 10 |
| 12 | 120 | 55 | 7 | 9 | 17,0 | 13,3 | 16,0 | 86,7 | 43,2 | 364 | 54,9 | 60,7 | 12 |
| 14 | 140 | 60 | 7 | 10 | 20,4 | 15,9 | 17,5 | 125 | 62,7 | 605 | 68,1 | 86,4 | 14 |
| 16 | 160 | 65 | 7,5 | 10,5 | 24,0 | 18,7 | 18,4 | 166 | 85,3 | 925 | 81,5 | 116 | 16 |
| 18 | 180 | 70 | 8 | 11 | 28,0 | 21,8 | 19,2 | 217 | 114 | 1354 | 94,7 | 150 | 18 |
| 20 | 200 | 75 | 8,5 | 11,5 | 32,2 | 25,1 | 20,1 | 278 | 148 | 1911 | 108 | 191 | 20 |
| 22 | 220 | 80 | 9 | 12,5 | 37,4 | 29,2 | 21,4 | 368 | 197 | 2690 | 120 | 245 | 22 |
| 24 | 240 | 85 | 9,5 | 13 | 42,3 | 33,0 | 22,3 | 458 | 248 | 3598 | 133 | 300 | 24 |
| 26 | 260 | 90 | 10 | 14 | 48,3 | 37,7 | 23,6 | 586 | 317 | 4823 | 146 | 371 | 26 |
| 28 | 280 | 95 | 10 | 15 | 53,3 | 41,6 | 25,3 | 740 | 399 | 6276 | 159 | 450 | 28 |
| 30 | 300 | 100 | 10 | 16 | 58,8 | 45,8 | 27,0 | 924 | 495 | 8026 | 172 | 535 | 30 |

## e) T-Eisen.



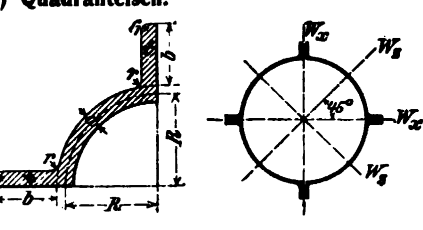
Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser in den Winkelecken $R = d$.
Abrundungshalbmesser am Fuße $r = 0{,}5\,d$.
Abrundungshalbmesser am Stege $\rho = 0{,}25\,d$, jedoch $r$ und $\rho$ auf halbe mm abgerundet.
Neigungen bei breitfüßigen T-Eisen: Steg je 4%; Fuß je 2%.
Neigungen bei hochstegigen T-Eisen: Steg und Fuß je 2%.
Die Dicken $d$ sind in den Abständen $\frac{1}{2}\,h$ bezw. $\frac{1}{4}\,b$ von außen gemessen.

| Profil-Nr. | Breite $b$ mm | Höhe $h$ mm | Dicke $d$ mm | Querschnitt qcm | Gewicht für 1 m kg | Abstand des Schwerpunktes $y_0$ mm | Trägheitsmomente $J_b$ cm⁴ | $J_y$ cm⁴ | $J_x$ cm⁴ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | **Breitfüßige T-Eisen. $b:h = 2:1$.** | | | | |
| 6/3 | 60 | 30 | 5,5 | 4,64 | 3,62 | 6,7 | 4,69 | 2,58 | 8,62 |
| 7/3½ | 70 | 35 | 6 | 5,94 | 4,63 | 7,7 | 8,00 | 4,49 | 15,1 |
| 8/4 | 80 | 40 | 7 | 7,91 | 6,17 | 8,8 | 13,9 | 7,81 | 28,5 |
| 9/4½ | 90 | 45 | 8 | 10,2 | 7,93 | 10,0 | 22,9 | 12,7 | 46,1 |
| 10/5 | 100 | 50 | 8,5 | 12,0 | 9,38 | 10,9 | 33,0 | 18,7 | 67,7 |
| 12/6 | 120 | 60 | 10 | 17,0 | 13,2 | 13,0 | 66,5 | 38,0 | 137 |
| 14/7 | 140 | 70 | 11,5 | 22,8 | 17,8 | 15,1 | 121 | 68,9 | 258 |
| 16/8 | 160 | 80 | 13 | 29,5 | 23,0 | 17,2 | 204 | 117 | 422 |
| 18/9 | 180 | 90 | 14,5 | 37,0 | 28,8 | 19,3 | 323 | 185 | 670 |
| 20/10 | 200 | 100 | 16 | 45,4 | 35,4 | 21,4 | 486 | 277 | 1000 |
| | | | | | **Hochstegige T-Eisen. $b:h = 1:1$.** | | | | |
| 2/2 | 20 | 20 | 3 | 1,12 | 0,87 | 5,8 | 0,76 | 0,38 | 0,20 |
| 2½/2½ | 25 | 25 | 3,5 | 1,64 | 1,28 | 7,3 | 1,74 | 0,87 | 0,43 |
| 3/3 | 30 | 30 | 4 | 2,26 | 1,76 | 8,5 | 3,35 | 1,72 | 0,87 |
| 3½/3½ | 35 | 35 | 4,5 | 2,97 | 2,32 | 9,9 | 6,01 | 3,10 | 1,57 |
| 4/4 | 40 | 40 | 5 | 3,77 | 2,94 | 11,2 | 10,0 | 5,28 | 2,58 |
| 4½/4½ | 45 | 45 | 5,5 | 4,67 | 3,64 | 12,6 | 15,5 | 8,13 | 4,01 |
| 5/5 | 50 | 50 | 6 | 5,66 | 4,42 | 13,9 | 23,0 | 12,1 | 6,06 |
| 6/6 | 60 | 60 | 7 | 7,94 | 6,19 | 16,6 | 45,7 | 23,8 | 12,2 |
| 7/7 | 70 | 70 | 8 | 10,6 | 8,27 | 19,4 | 84,4 | 44,5 | 22,1 |
| 8/8 | 80 | 80 | 9 | 13,6 | 10,6 | 22,2 | 141 | 73,7 | 37,0 |
| 9/9 | 90 | 90 | 10 | 17,1 | 13,3 | 24,8 | 224 | 119 | 58,5 |
| 10/10 | 100 | 100 | 11 | 20,9 | 16,3 | 27,4 | 336 | 179 | 88,3 |
| 12/12 | 120 | 120 | 13 | 29,6 | 23,1 | 32,8 | 684 | 366 | 178 |
| 14/14 | 140 | 140 | 15 | 39,9 | 31,1 | 38,0 | 1236 | 660 | 330 |



### f) Quadranteisen.

Normallängen = 4 bis 8 m.
Größte Länge = 12 m.
Abrundungshalbmesser $r = 0{,}12\,R$.
Abrundungshalbmesser $r_1 = 0{,}06\,R$.
Vorprofile mit 1 mm größeren Stärken sind erhältlich.



| Profil-Nr. | Abmessungen in mm | | | | Querschnitt des vollen Rohres | Gewicht des vollen Rohres für 1 m | Trägheitsmoment des vollen Rohres | Widerstandsmomente des vollen Rohres | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $R$ | $b$ | $d$ | $t$ | qcm | kg | cm⁴ | $W_x$ = max. cm³ | $W_y$ = min cm³ |
| 5 | 50 | 35 | 4 | 6 | 29,8 | 23,3 | 576 | 89,3 | 66,2 |
| 5 | 50 | 35 | 8 | 8 | 48,0 | 37,4 | 906 | 135 | 102 |
| 7½ | 75 | 40 | 6 | 8 | 54,9 | 42,8 | 2 068 | 237 | 175 |
| 7½ | 75 | 40 | 10 | 10 | 80,2 | 62,5 | 2 982 | 331 | 248 |
| 10 | 100 | 45 | 8 | 10 | 88,1 | 68,7 | 5 511 | 501 | 370 |
| 10 | 100 | 45 | 12 | 12 | 120 | 94,0 | 7 478 | 663 | 495 |
| 12½ | 125 | 50 | 10 | 12 | 129 | 101 | 12 161 | 917 | 676 |
| 12½ | 125 | 50 | 14 | 14 | 169 | 132 | 15 788 | 1165 | 867 |
| 15 | 150 | 55 | 12 | 14 | 179 | 140 | 23 637 | 1515 | 1120 |
| 15 | 150 | 55 | 18 | 17 | 249 | 194 | 32 738 | 2051 | 1530 |

# D. Maſse und Gewichte.

## a) Metrisches Maß und Gewicht

gilt in Belgien, Deutschland, Frankreich, Griechenland, Holland, Italien, Luxemburg, Österreich, Portugal, Rumänien, Schweden, Spanien, der Schweiz, der Türkei und in den meisten südamerikanischen Republiken, ist zugelassen in Großbritannien und in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

1 m = 100 cm = 1000 mm = 3,18620′ preuß. = 3,28090′ engl. 1 km = 1000 m.
1 qkm = 100 ha; 1 ha = 100 a = 3,916617 Morgen; 1 a = 100 qm.
1 l = 0,001 cbm = 0,873 339 Quart. 1 hl = 0,1 cbm = 100 l.
1 g = 1000 mg; 1 kg = 1000 g = Gewicht eines l Wasser von 4° C.
1 t = 1000 kg = 0,9842 engl. u. amerik. long ton = 1,10 229 amerik. short ton.

## b) Ältere und ausländische Maſse und Gewichte.

Preußen. 1′ = 12″ = 144‴ = 0,3 138 535 m = 139,13 par. ‴.
1 Elle = 25½″ = 0,666 939 m; 1 Lachter = 80″ = 2,092 357 m.
1 Rute = 12′ = 3,766 242 m; 1 Meile = 24 000′ = 7,532 484 km.
1 Morgen = 180 □Ruten = 25 920 □′ = 0,2 553 224 ha.
1 Quart = 64 Kub.″ = 1,14 503 l. 27 Quart = 1 Kub.′.

1 Oxthoft = 1 1/2 Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart = 2,061 054 h l.
1 Scheffel = 16 Metzen = 48 Quart = 0,549 615 hl.
1 Wispel = 24 Scheffel = 13,190 760 hl; 1 Tonne (Kohlen) = 4 Scheffel = 2,198 460 hl.
1 Klafter = 108 Kub.′ = 3,33 891 cbm; 1 Schachtrute = 144 Kub.′ = 4,451 88 cbm.
1 Pfund = 30 Lot = 500 g; 1 Zentner = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 40 Ztr.

England. 1 Yard = 3′; 1′ = 12″ = 144‴ = 0,304 795 m = 135,1148 par. ‴. 1″ = 25,3996 mm.
1 Fathom = 2 Yards; 1 Pole = 5 1/2 Yards = 5,02 911 m.
1 Mile (statute) = 8 Furlongs = 320 Poles = 1760 Yards = 1,609 315 km.
1 Acre = 160 □ Poles = 40,4671 a; 1 □ Mile = 640 Acres = 2,589 894 qkm.
1 Gallon = 4 Quarts = 8 Pints = 277,2738 Kub.″ = 4,54 345 l.
1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peks = 64 Gallons = 2,90 781 hl.
1 Pfund Avoir du poids = 453,563 g. 1 Ton = 20 hundred weight = 80 Quarter = 2240 Av. Pfund = 1016 kg.
1 Troypfund = 12 Ounces = 5760 Grains = 373,242 g.

Österreich. 1′ = 12″ = 144‴ = 0,316 081 m = 140,117 par. ‴.
1 Klafter = 6′ = 1,89 648 m; 1 Elle = 29,58″ = 0,77 756 m.
1 Meile = 4000 Klafter = 7,585 936 km. 1 Joch = 1600 □ Klafter = 0,5 754 642 ha.
1 Eimer = 40 Maß (zu je 0,0448 Kub.′ = 1,414 724 l) = 160 Seidel = 320 Pfiff.
1 Metze = 16 Maßel = 64 Futtermaßel = 128 Becher = 1,9471 Kub.′ = 0,6 148 682 hl.
1 Muth = 30 Metzen.
1 Pfund = 32 Lot = 128 Quentchen = 560,060 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.

Rußland. 1′ = 1′ engl. 1 Saschehn = 7′ = 2,13 356 m = 3 Arschin = 12 Tschetwert = 48 Werschock. 1 Werst = 500 Saschehn = 1,06 678 km.
1 Dessätine = 2400 □ Saschehn = 1,0925 ha.
1 Wedro = 750,568 Kub.″ = 10 Krutschka oder Stoof = 12,299 l.
1 Botscka (Faß) = 40 Wedro; 1 Krutschka = 10 Tscharka.
1 Tschetwert = 2 Osmini = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 2,09 902 hl.
1 Tschetwerik = 4 Tschetwerka = 8 Garnee = 1601,212 Kub.″ = 26,2376 l.
1 Pfund = 32 Lot = 96 Solotnik = 409,531 g.
1 Berkowitz (Schiffspfund) = 10 Pud = 400 Pfund = 163,81 kg.

Schweden. 1′ = 10″ = 100‴ = 0,296 901 m = 131,615 par. ‴.
1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alen) = 6′ = 1,781 406 m. 1 Rute = 16′.
1 Meile = 6000 Faden = 10,6884 km; 1 Schnur = 10 Stangen = 100′.
1 Tonne Land (Tunnland) = 56 000 □′ = 0,493 641 ka.
1 Kanne = 100 Kub.″ = 2,61 718 l; 1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop = 1,57 030 hl.
1 Tonne = 2 Spon = 32 Koppen = 56 Kannen = 1,46 565 hl.
1 Skalpfund = 100 Korn = 10 000 Art = 425,3395 g.
1 Zentner = 100 Skalpfund; 1 Schiffspfd. = 20 Liespfd. = 400 Skalpfd.

Dänemark und Norwegen. Maße wie Preußen.
1 Pfund = 32 Lot = 500 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 52 Ztr.

Vereinigte Staaten. 1 Gallon = 3,7854 l; 1 short ton = 907,2 kg; sonst wie in England.

## c) Vergleichungstabellen von Maßen und Gewichten.

| Meter | Österreich 1′ = 12″ | Preußen, Dänemark, Norwegen 1′ = 12″ | England, Rußland 1′ = 12″ | Baden, Schweiz 1′ = 10″ | Schweden 1′ = 10″ | Hannover 1′ = 12″ | Bayern 1′ = 12″ | Württemberg 1′ = 10″ | Sachsen 1′ = 12″ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **1. Meter, Fuße.** | | | | | | | | | |
| 100 | 316,37 | 318,62 | 328,09 | 333,33 | 336,81 | 342,36 | 342,63 | 349,06 | 353,12 |
| 31,608 | 100 | 100,71 | 103,70 | 105,36 | 106,46 | 108,21 | 108,30 | 110,33 | 111,61 |
| 31,385 | 99,295 | 100 | 102,97 | 104,62 | 105,71 | 107,45 | 107,54 | 109,55 | 110,83 |
| 30,479 | 96,429 | 97,113 | 100 | 101,60 | 102,66 | 104,35. | 104,43 | 106,39 | 107,63 |
| 30,000 | 94,912 | 95,586 | 98,427 | 100 | 101,04 | 102,71 | 102,79 | 104,72 | 105,94 |
| 29,690 | 93,932 | 94,598 | 97,410 | 98,967 | 100 | 101,65 | 101,73 | 103,63 | 104,84 |
| 29,209 | 92,410 | 93,066 | 95,832 | 97,363 | 98,380 | 100 | 100,08 | 101,95 | 103,14 |
| 29,186 | 92,337 | 92,992 | 95,756 | 97,286 | 98,302 | 99,921 | 100 | 101,87 | 103,06 |
| 28,649 | 90,638 | 91,281 | 93,995. | 95,497 | 96,493 | 98,083 | 98,160 | 100 | 101,17 |
| 28,319 | 89,594 | 90,230 | 92,912 | 94,397 | 96,953 | 97,030 | 97,030 | 98,848 | 100 |
| **2. Quadratmeter, Quadratfuße.** | | | | | | | | | |
| 100 | 1000,93 | 1015,19 | 1076,43 | 1111,11 | 1134,43 | 1172,10 | 1173,96 | 1218,43 | 1246,94 |
| 9,9907 | 100 | 101,42 | 107,54 | 111,01 | 113,34 | 117,10 | 117,29 | 121,72 | 124,58 |
| 9,8504 | 98,595 | 100 | 106,03 | 109,45. | 111,75. | 115,46 | 115,64 | 120,01 | 122,83 |
| 9,2900 | 92,985 | 94,310 | 100 | 103,22 | 105,39 | 108,89 | 109,06 | 113,19 | 115,84 |
| 9,0000 | 90,084 | 91,367 | 96,878 | 100 | 102,10 | 105,49 | 105,66 | 109,65 | 112,22 |
| 8,8150 | 88,232 | 89,489 | 94,888 | 97,945. | 100 | 103,32 | 103,48 | 107,40 | 109.92 |
| 8,5317 | 85,395 | 86,612 | 91,838 | 94,796 | 96,785 | 100 | 100,16 | 103,95 | 106,38 |
| 8,5182 | 85,261 | 86,475 | 91,692 | 94,646 | 96,633 | 99,842 | 100 | 103,78 | 106,22 |
| 8,2076 | 82,153 | 83,323 | 88,350 | 91,196 | 93,110 | 96,202 | 96,355. | 100 | 102,34 |
| 8,0197 | 80,271 | 81,415. | 86,326 | 89.107 | 90,977 | 93,999 | 94,148 | 97,709 | 100 |

## 3. Kubikmeter, Kubikfuße.

| Meter | Österreich 1' = 12" | Preußen, Dänemark, Norwegen 1' = 12" | England, Rußland 1' = 12" | Baden, Schweiz 1' = 10" | Schweden 1' = 10" | Hannover 1' = 12" | Bayern 1' = 12" | Württemberg 1' = 10" | Sachsen 1' = 12" |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 | 3166,7 | 3234,6 | 3531,7 | 3703,7 | 3820,9 | 4012,8 | 4022,4 | 4252,8 | 4403,2 |
| 3,1579 | 100 | 102,14 | 111,53 | 116,96 | 120,66 | 126,72 | 127,02 | 134,30 | 139,05 |
| 3,0916 | 97,900 | 100 | 109,18 | 114,50 | 118,12 | 124,06 | 124,35 | 131,48 | 136,13 |
| 2,8315 | 89,665 | 91,589 | 100 | 104,87 | 108,19 | 113,55 | 113,89 | 120,42 | 124,68 |
| 2,7000 | 85,500 | 87,334 | 95,354 | 100 | 103,16 | 108,35 | 108,60 | 114,82 | 118,89 |
| 2,6172 | 82,878 | 84,655 | 92,431 | 96,933 | 100 | 105,02 | 105,27 | 111,30 | 115,24 |
| 2,4920 | 78,914 | 80,605 | 88,010 | 92,297 | 95,217 | 100 | 100,24 | 105,98 | 109,73 |
| 2,4861 | 78,728 | 80,415 | 87,800 | 92,078 | 94,992 | 99,763 | 100 | 105,73 | 109,47 |
| 2,3514 | 74,462 | 76,058 | 83,044 | 87,089 | 89,845. | 94,358 | 94,582 | 100 | 103,54 |
| 2,2711 | 71,918 | 73,460 | 80,206 | 84,114 | 86,776 | 91,135. | 91,351 | 96,584 | 100 |

## 4. Sonstige Längen-, Flächen-, Hohlmaße und Gewichte.

| Metr. System | Österreich | Preußen | England | Rußland | Schweiz | Schweden | Bayern | Württemberg | Sachsen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| m | Klafter | Rute | Pole | Saschehn | Rute | Rute | Rute | Rute | Rute |
| 10 | 5,2729 | 2,6552 | 1,9884 | 4,6870 | 3,3333 | 2,1051 | 3,4263 | 2,8649 | 2,3283 |
| a | □ Klafter | □ Rute | □ Pole | □ Saschehn | □ Rute | □ Rute | □ Rute | □ Rute | □ Rute |
| 1 | 27,804 | 7,0499 | 3,9538 | 21,968 | 11,111 | 4,4312 | 11,740 | 12,184 | 5,4208 |
| km | Meile | Meile | Mile | Werst | Wegstunde | Meile | Geogr. Meile | Seem. 1/60° | Engl. Seem. 1/20° |
| 10 | 1,3182 | 1,3276 | 6,2138 | 9,3740 | 2,0832 | 1,0688 | 1,3476 | 5,3905 | 1,7969 |
| ha | Joch | Morgen | Acre | Dessätine | Juchart | Tunnland | Tagewerk | Morgen | Acker |
| 1 | 1,7377 | 3,9166 | 2,4711 | 0,9153 | 2,7778 | 0,4936 | 2,9349 | 3,1725 | 1,8069 |
| l | Maß | Quart | Gallon | Krutschka | Maß | Kanna | Maßkanne | Maß | Kanne |
| 1 | 0,7069 | 0,8733 | 0,2201 | 0,8137 | 0,6667 | 0,3821 | 0,9354 | 0,5444 | 1,0688 |
| hl | Metze | Scheffel | Bushel | Tschetwert | Malter | Tunna | Scheffel | Scheffel | Scheffel |
| 1 | 1,6264 | 1,8195 | 2,7512 | 3,8142 | 0,6667 | 1,4656 | 0,4497 | 5,6425 | 0,9631 |
| kg | Wiener Pfund | Zollpfund | Pf. Av. | Pfund | Pfund | Skalpund | Zollpfund | Zollpfund | Zollpfund |
| 1 | 1,7857 | 2 | 2,2046 | 2,4419 | 2 | 2,3511 | 2 | 2 | 2 |
| t | . | Schiffslast | Ton | Berkowitz | . | Last | Dänemark u. | Hamburg | Kommerzlast |
| 1 | . | 0,5000 | 0,9842 | 0,1638 | . | 0,4082 | 0,3846 | 0,3333 | . |

5. kg auf 1 m = Pfund auf 1 Fuss.

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,5644 | 0,6277 | 0,6720 | 0,7443 |
| 1,7719 | 1 | 1,1123 | 1,1906 | 1,3183 |
| 1,5931 | 0,8991 | 1 | 1,0705 | 1,1857 |
| 1,4882 | 0,8399 | 0,9342 | 1 | 1,1076 |
| 1,3436 | 0,7583 | 0,8434 | 0,9028 | 1 |

6. kg auf 1 qcm = Pfund auf 1 □Zoll.

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 12,388 | 13,681 | 14,223 | 15,753 |
| 0,0805 | 1 | 1,1044 | 1,1481 | 1,2717 |
| 0,0731 | 0,9055. | 1 | 1,0396 | 1,1515 |
| 0,0703 | 0,8710 | 0,9619 | 1 | 1,1076 |
| 0,0635. | 0,7864 | 0,8685. | 0,9028 | 1 |

7. kg auf 1 l = Pfund auf 1 Kubikfuß.

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 56,385. | 61,832 | 62,424 | 69,142 |
| 0,01774 | 1 | 1,0966 | 1,1071 | 1,2263 |
| 0,01617 | 0,9119 | 1 | 1,0096 | 1,1182 |
| 0,01602 | 0,9033 | 0,9905 | 1 | 1,1078 |
| 0,01446 | 0,8155. | 0,8943 | 0,9028 | 1 |

8. mkg = Fußpfund.

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 5,6489 | 6,3724 | 7,2331 | 8,0116 |
| 0,1770 | 1 | 1,1281 | 1,2804 | 1,4184 |
| 0,1569 | 0,8865. | 1 | 1,1351 | 1,2572 |
| 0,1383 | 0,7810 | 0,8810 | 1 | 1,1076 |
| 0,1248 | 0,7051 | 0,7954 | 0,8803 | 1 |

9. 1 Atmosphäre in Gewicht (kg/qcm = Pfund auf 1 □Zoll), Wasser- (m = Fuß) und Quecksilbersäule (cm = Zoll).

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| 1,0334 | 12,802 | 14,138 | 14,698 | 16,279 |
| 10,334 | 32,964 | 32,926 | 33,905 | 33,905 |
| 76 | 28,853 | 29,058 | 29,922 | 29,922 |

10. Pferdestärken (Sek.-mkg = Sek.-Fußpfund).

| Metrisches System | Österreich | Preußen | England | Rußland |
|---|---|---|---|---|
| **75** | 423,67 | 477,93 | 542,48 | . |
| 75,058 | **424** | 478,30 | 542,90 | . |
| 75,324 | 425,50 | **480** | 544,82 | . |
| 76,039 | 429,55 | 484,55 | **550** | . |

## d) Volumengewichte.

1. Starre Körper. 1 cbdcm wiegt kg:

| Stoff | kg |
|---|---|
| Asbest | 2,26 bis 2,74 |
| Bausteine und andere Materialien. | |
| Asphalt | 1,07 bis 1,2 |
| Basalt | 2,7 „ 3,1 |
| Bausteine | 2,5 |
| Beton | 2,48 |
| Chamottesteine | 2,10 |
| Dachschiefer | 2,74 |
| Gips, roh | 1,81 |
| gebrannt | 1,41 |
| gegossen, trocken | 0,97 |
| Gneis | 2,39 bis 2,90 |
| Granit | 2,54 „ 2,96 |
| Grauwecke | 2,70 |
| Kalk, gebrannt | 2,3 bis 4,2 |
| gelöscht, fester Teig | 1,33 „ 1,43 |
| -Mörtel | 1,50 „ 1,85 |
| Kalkstein | 2,36 „ 2,84 |
| Kies, trocken | 1,37 „ 1,49 |
| feucht | 1,85 „ 2,0 |
| Lava | 2,76 |
| Lehm, fett | 1,6 bis 2,1 |
| erhärtet | 1,45 „ 1,50 |
| Marmor | 2,65 „ 2,8 |
| Porphyr | 2,6 „ 2,9 |
| Quarzitfels | 2,5 „ 2,8 |
| Sand, fein, trocken | 1,40 „ 1,64 |
| „ feucht | 1,88 „ 1,95 |
| grob, trocken | 1,37 „ 1,40 |
| Sandstein | 2,2 „ 2,5 |
| Serpentin | 2,43 „ 2,66 |
| Schiefer | 2,6 „ 2,7 |
| Syenit | 2,63 „ 2,7 |
| Tonschiefer | 2,82 |
| Trachyt | 2,7 bis 2,8 |
| Tuffstein, harter | 2,0 |
| Zement, gebrannt | 1,38 bis 1,54 |
| Portland-, Pulver | 1,7 |
| „ erhärtet | 2,72 bis 3,05 |
| Ziegelsteine, gewöhnliche | 1,40 bis 1,60 |
| „ Klinker | 1,52 „ 2,29 |
| Bimsstein | 0,91 „ 1,65 |
| Braunstein, Pyrolusit | 3,7 „ 4,6 |
| Brennstoffe. | |
| Holzkohle, weiche | 0,28 bis 0,44 |
| harte | 0,47 „ 0,57 |
| Anthrazit | 1,04 „ 1,7 |
| Brennstoffe. | |
| Braunkohle | 1,10 bis 1,43 |
| Koks | 0,30 „ 0,50 |
| Steinkohle | 1,21 „ 1,51 |
| Dolomit | 2,8 „ 3,0 |
| Eis | 0,92 |
| Erde, lehmig, frisch | 2,1 |
| „ trocken | 1,9 |
| magere, „ | 1,3 |
| Feldspat | 2,5 bis 2'6 |
| Fette | 0,92 „ 0,94 |
| Feuerstein, Hornstein | 2,6 „ 2,75 |
| Glas, Fenster- | 2,64 |
| Spiegel- | 2,45 |
| Kristall- | 2,95 |
| Flint- | 3,42 |
| Graphit, natürlicher | 2,25 |
| Retorten- | 1,89 |
| Guttapercha | 0,96 bis 0,98 |
| Harz, Pech | 1,0 |

| Holz. | grün | trocken |
|---|---|---|
| Ahorn, Feld- | 0,98 | 0,72 |
| Spitz- | 0,992 | 0,769 |
| Akazie | 0,855 | 0,755 |
| Apfelbaum, wild | 0,918 | 0,603 |
| Birke | 0,978 | 0,734 |
| Birne, wild | 1,090 | 0,725 |
| Buche, Rot- | 0,934 | 0,706 |
| Hain- | 1,019 | 0,762 |
| Buchsbaum | 1,03 | 0,97 |
| Eiche, Stiel- | 0,877 bis 1,056 | 0,640 bis 0,759 |
| Erle, Schwarz- | 0,825 | 0,542 |
| Esche | 0,856 | 0,763 |
| Faulbaum | 0,870 | 0,586 |
| Fichte | 0,834 | 0,479 |
| Kastanie, Roß- | 0,912 | 0,573 |
| Kiefer, gemeine | 0,897 | 0,529 |
| Schwarz- | 0,855 | 0,461 |
| Weymouths- | 0,927 | 0,342 |
| Kirsche, Vogel- | 1,041 | 0,853 |
| Kork | . | 0,24 |
| Lärche | 0,929 | 0,624 |
| Linde | 0,740 | 0,450 |
| Mahagoni | . | 0,75 |
| Nußbaum | 0,88 | 0,66 |
| Pappel, Kanadische | 0,758 | 0,406 |
| Zitter- | 0,829 | 0,541 |

| Holz. | grün | trocken |
|---|---|---|
| Pflaumenbaum | | 0,79 |
| Pockholz (Guajak) | | 1,263 |
| Tanne | 0,937 | 0,469 |
| Ulme | 0,950 | 0,690 |
| Vogelbeere | 0,905 | 0,671 |
| Weide, Sal- | 0,850 | 0,530 |
| Weißdorn | | 0,87 |
| Laubholz im Mittel | 1,11 | 0,66 |
| Nadelholz „ „ | 0,84 | 0,45 |
| Holzfaser (Zellulose) | | 1,56 |

| Stoff | |
|---|---|
| Knochen | 1,8 bis 2,0 |
| Kautschuk, nicht vulk. | 0,92 bis 0,93 |
| Dichtungsgummi | 1,19 |
| Kochsalz, Siedesalz | 2,1 bis 2,2 |
| Stein- | 2,2 „ 2,4 |
| Korund, Smirgel | 4,0 |
| Kreide | 2,25 bis 2,69 |
| Magnesit | 3,1 |
| Mauerwerk. | |
| Bruchstein- | 2,30 bis 2,46 |
| Sandstein- | 2,05 „ 2,12 |
| Ziegelstein-, trocken | 1,43 |
| feucht | 1,63 |
| ff. Steine- | 1,85 |
| Mehl, Weizen- | 1,56 |
| Mennige | 9,07 |
| Mergel | 2,4 bis 2,6 |
| Metalle und Legierungen. | |
| Blei, gegossen | 11,35 |
| gewalzt | 11,38 |
| Eisen, Roh-, grau | 7,08 |
| weiß | 7,66 |
| Metalle und Legierungen. | |
| Schmiedeisen | 7,79 bis 7,85 |
| Stahl | 7,60 „ 7,80 |
| Gußstahl | 7,87 |
| Kupfer, gegossen | 8,88 |
| gehämmert oder gezogen | 8,94 |
| Silber, gegossen | 10,47 |
| gehämmert | 10,56 |
| Zink, gegossen | 7,15 |
| gewalzt | 7,19 |
| Zinn, gegossen | 7,29 |
| gehämmert | 7,31 |
| Aluminiumbronze | 7,69 |
| Argentan (Neusilber) | 8,56 |
| Bronze, Maschinen- | 8,30 bis 8,60 |
| Glocken- | 8,81 |
| Kanonen- | 8,79 |
| Messing | 8,40 bis 8,73 |
| Porzellan | 2,24 „ 2,29 |
| Quarz | 2,65 |
| Schieferton | 2,64 |
| Schwefel, natürlicher | 1,96 bis 2,07 |
| Schwefelkies | 4,9 „ 5,1 |
| Schwerspat | 4,48 „ 4,72 |
| Speckstein, Talk | 2,60 „ 2,62 |
| Steingut | 2,3 |
| Strontianit | 3,70 |
| Tonerde, reine | 1,55 |
| Ton, Töpfer- | 1,8 bis 2,6 |
| Tonwaren | 1,92 „ 2,14 |
| Wachs | 0,96 |
| Zucker | 1,61 |

## 2. Flüssigkeiten. 1 l wiegt bei 15° C in kg:

| Stoff | |
|---|---|
| Äther, absolut | 0,729 |
| Alkohol, absolut bei 15,56° | 0,7939 |
| 93 Vol. % „ 15,56° | 0,8230 |
| 90 „ % „ 15,56° | 0,8332 |
| Ammoniakflüssigkeit | |
| 36 % bei 14° | 0,8844 |
| 10 % „ 14° | 0,9593 |
| Bier | 1,023 bis 1,034 |
| Chloroform | 1,525 |
| Essigsäure, 100 % | 1,0553 |
| 29 % | 1,0400 |
| Glyzerin | 1,27 |
| Kalilauge, 27 % $HKO$ | 1,252 |
| 12 % „ | 1,100 |
| Milch | 1,030 bis 1,060 |
| Natronlauge, 27 % $HNaO$ | 1,300 |
| 12 % „ | 1,137 |
| Öl, Lein- bei 12 % | 0,940 |
| Rüb- | 0,913 |
| Oliven- | 0,918 |
| Petroleum | 0,798 |
| Salpetersäure, 100 % | 1,530 |
| 49 % | 1,312 |
| 33,8 % | 1,210 |
| Salzsäure, 40,8 % $HCl$ | 1,2000 |
| 24,5 % „ | 1,1206 |
| Salzsole, gesättigt 26,75 % $NaCl$ bei 18° | 1,208 |
| Seewasser | 1,02 bis 1,04 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| Schwefelsäure, 66° B. | 1,842 | Terpentinöl bei 25° | 0,887 |
| 60° B. | 1,711 | Wasser bei 4° | 1,0000 |
| 50° B. | 1,530 | „ 15° | 0,99916 |
| verdünnt 1:5 | 1,113 | Wein, Rhein- | 0,992 bis 1,002 |
| Teer | 1,20 | | |

3. Gase. 1 l wiegt bei 0° und 760 mm Druck unter 51° Br. am Meeresspiegel in g:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Äthylen ($C_2H_4$) | 1,2559 | Luft, atmosphärische | 1,2937 |
| Ammoniak | 0,7646 | $CO_2$ frei | 1,2935 |
| Benzol ($C_6H_6$) | 3,0384 | Propylen ($C_2H_6$) | 1,8775 |
| Chlorwasserstoff | 1,6348 | Salpetrige Säure | 3,4117 |
| Cyangas | 2,3356 | Schwefelwasserstoff | 1,5274 |
| Cyanwasserstoff | 1,2127 | Schweflige Säure | 2,8723 |
| Grubengas ($CH_4$) | 0,7178 | Stickoxyd | 1,3471 |
| Kohlenoxyd | 1,2555 | Stickoxydul | 1,9769 |
| Kohlensäure | 1,9781 | Untersalpetersäure | 2,0645 |
| Leuchtgas | 0,5032 | Wasserdampf bei 100° | 0,6059 |

4. Geschichtete Körper. 1 Raummeter wiegt in kg:

| | |
|---|---|
| Braunkohle, Lignit | 550 bis 750 |
| gemeine | 700 |
| Bruchsteine, im Mittel | 2000 |
| Formsand, aufgeschüttet | 1200 |
| aufgestampft | 1650 |
| Hochofenschlacke, granuliert | 880 |
| Holz. | |
| Nutzscheite, starke | 80 % |
| Nutzknüppel u. Brennscheite, | |
| starke | 75 % |
| schwache | 70 % |
| knorrig und krumm | 65 % |
| Stockholz | 45 % |
| Langreisig vom Stamm, | |
| Nadel- | 50 % |
| Laub- | 35 % |
| Abfallreisig von Ästen | 15 % |
| der unter 1 angegebenen Volumengewichte. | |
| Holzkohle, harte Laub- | 200 bis 240 |
| weiche Laub- | 140 „ 200 |
| „ Nadel- | 125 „ 180 |
| Kalk, gebrannt | 1000 |
| Lehm, frisch gegraben | 1650 |
| trocken | 1500 |

| | |
|---|---|
| Mörtel aus Sand und Kalk | 1800 |
| Koks, westfälischer Schmelz- | 450 |
| Zwickauer | 350 |
| Saar- | 435 |
| Gas- | 350 |
| Sand und Schutt, trocken | 1330 |
| „ feuchter Fluß- | 1770 |
| Steinkohle | |
| westfälische Gas- u. Flamm- | 720 |
| „ Fett- | 750 |
| „ Eß- u. magere | 765 |
| „ Preßkohlen | 1090 |
| Wormrevier. Flamm- | 765 |
| magere | 775 |
| oberschlesische | 745 |
| niederschlesische | 705 |
| Saar- | 750 |
| Zwickauer | 745 |
| englische Dampf- | 735 |
| schottische Gas- | 675 |
| Torf, Faser- | 250 |
| Pech- | 350 bis 400 |
| Zement | 1200 |
| Ziegelsteine | 2100 |

5. 1 Wagenladung von 10 t enthält cbm:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Holzkohle, weiche Laub- | 50 bis 71 | Steinkohle, westfälische | 13 bis 14 |
| „ Nadel- | 55 „ 80 | schlesische | 13,8 |
| harte Laub- | 41 „ 50 | Zwickauer | 13,4 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| Briketts | 9 | Sand, naß | 5,65 |
| Koks, Schmelz- | 22 | Lehm, frisch gegraben | 6,1 |
| „ Gas- | 29 | Bruchsteine | 5 |
| Formsand | 8,3 | Kalk, gebrannt | 10 |
| Sand, trocken | 7,5 | Ziegelsteine | 4,75 |

# E. Patentwesen.

## a) Auszug aus dem Patentgesetz für das Deutsche Reich vom 7. April 1891.

§ 1. Patente werden erteilt für neue Erfindungen, welche eine gewerbliche Verwertung gestatten. Ausgenommen sind:

1. Erfindungen, deren Verwertung den Gesetzen oder guten Sitten zuwiderlaufen würde.
2. Erfindungen von Nahrungs-, Genuß- und Arzneimitteln sowie von Stoffen, welche auf chemischem Wege hergestellt werden, soweit die Erfindungen nicht ein bestimmtes Verfahren zur Herstellung der Gegenstände betreffen.

§ 2. Eine Erfindung gilt nicht als neu, wenn sie zur Zeit der auf Grund dieses Gesetzes erfolgten Anmeldung in öffentlichen Druckschriften aus den letzten hundert Jahren bereits derart beschrieben oder im Inlande bereits so offenkundig benutzt ist, daß danach die Benutzung durch andere Sachverständige möglich erscheint.

Die im Auslande amtlich herausgegebenen Patentbeschreibungen stehen den öffentlichen Druckschriften erst nach Ablauf von drei Monaten seit dem Tage der Herausgabe gleich, sofern das Patent von demjenigen, welcher die Erfindung im Auslande angemeldet hat, oder von seinem Rechtsnachfolger nachgesucht wird. Diese Begünstigung erstreckt sich jedoch nur auf die amtlichen Patentbeschreibungen derjenigen Staaten, in welchen nach einer im Reichs-Gesetzblatte enthaltenen Bekanntmachung die Gegenseitigkeit verbürgt ist.

§ 3. Auf die Erteilung des Patentes hat derjenige Anspruch, welcher die Erfindung zuerst nach Maßgabe dieses Gesetzes angemeldet hat. Eine spätere Anmeldung kann den Anspruch auf ein Patent nicht begründen, wenn die Erfindung Gegenstand des Patentes des früheren Anmelders ist. Trifft diese Voraussetzung teilweise zu, so hat der spätere Anmelder nur Anspruch auf Erteilung eines Patentes in entsprechender Beschränkung.

Ein Anspruch des Patentsuchers auf Erteilung des Patentes findet nicht statt, wenn der wesentliche Inhalt seiner Anmeldung den Beschreibungen, Zeichnungen, Modellen, Gerätschaften oder Einrichtungen eines anderen oder einem von diesem angewendeten Verfahren ohne Einwilligung desselben entnommen und von dem letzteren aus diesem Grunde Einspruch erhoben ist. Hat der Einspruch die Zurücknahme oder Zurückweisung der Anmeldung zur Folge, so kann der Einsprechende, falls er innerhalb eines Monats seit Mitteilung des hierauf bezüglichen Bescheides des Patentamtes die Erfindung seinerseits anmeldet, verlangen, daß als Tag seiner Anmeldung der Tag vor Bekanntmachung der früheren Anmeldung festgesetzt werde.

§ 4. Das Patent hat die Wirkung, daß der Patentinhaber ausschließlich befugt ist, gewerbsmäßig den Gegenstand der Erfindung herzustellen, in Verkehr zu bringen, feilzuhalten oder zu gebrauchen. Ist das Patent für ein Verfahren erteilt, so erstreckt sich die Wirkung auch auf die durch das Verfahren unmittelbar hergestellten Erzeugnisse.

§ 5. Die Wirkung des Patentes tritt gegen denjenigen nicht ein, welcher zur Zeit der Anmeldung bereits im Inlande die Erfindung in Benutzung genommen oder die zur Benutzung erforderlichen Veranstaltungen getroffen hatte. Derselbe ist befugt, die Erfindung für die Bedürfnisse seines eigenen Betriebes in eigenen oder fremden Werkstätten auszunutzen. Diese Befugnis kann nur zusammen mit dem Betriebe vererbt oder veräußert werden.

Die Wirkung des Patentes tritt ferner insoweit nicht ein, als die Erfindung nach Bestimmung des Reichskanzlers für das Heer oder für die Flotte oder sonst im Interesse der öffentlichen Wohlfahrt benutzt werden soll. Doch hat der Patentinhaber in diesem Falle gegenüber dem Reiche oder dem Staate, welcher in seinem besonderen Interesse die Beschränkung des Patentes beantragt hat, Anspruch auf angemessene Vergütung, welche in Ermangelung einer Verständigung im Rechtswege festgesetzt wird.

Auf Einrichtungen an Fahrzeugen, welche nur vorübergehend in das Inland gelangen, erstreckt sich die Wirkung des Patentes nicht.

§ 6. Der Anspruch auf Erteilung des Patentes und das Recht aus dem Patente gehen auf die Erben über. Der Anspruch und das Recht können beschränkt oder unbeschränkt durch Vertrag oder durch Verfügung von Todes wegen auf andere übertragen werden.

§ 7. Die Dauer des Patentes ist fünfzehn Jahre; der Lauf dieser Zeit beginnt mit dem auf die Anmeldung der Erfindung folgenden Tage. Bezweckt eine Erfindung die Verbesserung oder sonstige weitere Ausbildung einer anderen, zugunsten des Patentsuchers durch ein Patent geschützten Erfindung, so kann dieser die Erteilung eines Zusatzpatentes nachsuchen, welches mit dem Patente für die ältere Erfindung sein Ende erreicht.

Wird durch die Erklärung der Nichtigkeit des Hauptpatentes ein Zusatzpatent zu einem selbständigen Patent, so bestimmt sich dessen Dauer und der Fälligkeitstag der Gebühren nach dem Anfangstage des Hauptpatentes. Für den Jahresbetrag der Gebühren ist der Anfangstag des Zusatzpatentes maßgebend. Dabei gilt als erstes Patentjahr der Zeitabschnitt zwischen dem Tage der Anmeldung des Zusatzpatentes und dem nächstfolgenden Jahrestage des Anfangs des Hauptpatentes.

§ 8. Für jedes Patent ist vor der Erteilung eine Gebühr von dreißig Mark zu entrichten (§ 24 Abs. 1).

Mit Ausnahme der Zusatzpatente (§ 7) ist außerdem für das Patent mit Beginn des zweiten und jedes folgenden Jahres der Dauer eine Gebühr zu entrichten, welche das erste Mal fünfzig Mark beträgt und weiterhin jedes Jahr um fünfzig Mark steigt.

Diese Gebühr (Abs. 2) ist innerhalb sechs Wochen nach der Fälligkeit zu entrichten. Nach Ablauf der Frist kann die Zahlung nur unter Zuschlag einer Gebühr von zehn Mark innerhalb weiterer sechs Wochen erfolgen.

Einem Patentinhaber, welcher seine Bedürftigkeit nachweist, können die Gebühren für das erste und zweite Jahr der Dauer des Patentes

bis zum dritten Jahre gestundet und, wenn das Patent im dritten Jahre erlischt, erlassen werden.

Die Zahlung der Gebühren kann vor Eintritt der Fälligkeit erfolgen. Wird auf das Patent verzichtet oder dasselbe für nichtig erklärt (§ 10) oder zurückgenommen (§ 11), so erfolgt die Rückzahlung der nicht fällig gewordenen Gebühren.

§ 9. Das Patent erlischt, wenn der Patentinhaber auf dasselbe verzichtet, oder wenn die Gebühren nicht rechtzeitig bei der Kasse des Patentamtes oder zur Überweisung an diese bei einer Postanstalt im Gebiete des Deutschen Reiches eingezahlt sind.

§ 10. Das Patent wird für nichtig erklärt, wenn sich ergibt:

1. daß der Gegenstand nach §§ 1 und 2 nicht patentfähig war,
2. daß die Erfindung Gegenstand des Patentes eines früheren Anmelders ist,
3. daß der wesentliche Inhalt der Anmeldung den Beschreibungen, Zeichnungen, Modellen, Gerätschaften oder Einrichtungen eines anderen oder einem von diesem angewendeten Verfahren ohne Einwilligung desselben entnommen war.

Trifft eine dieser Voraussetzungen (1 bis 3) nur teilweise zu, so erfolgt die Erklärung der Nichtigkeit durch entsprechende Beschränkung des Patentes.

§ 11. Das Patent kann nach Ablauf von drei Jahren, vom Tage der über die Erteilung des Patentes erfolgten Bekanntmachung (§ 27 Abs. 1) gerechnet, zurückgenommen werden:

1. wenn der Patentinhaber es unterläßt, im Inlande die Erfindung in angemessenem Umfange zur Ausführung zu bringen oder doch alles zu tun, was erforderlich ist, um diese Ausführung zu sichern;
2. wenn im öffentlichen Interesse die Erteilung der Erlaubnis zur Benutzung der Erfindung an andere geboten erscheint, der Patentinhaber aber gleichwohl sich weigert, diese Erlaubnis gegen angemessene Vergütung und genügende Sicherstellung zu erteilen.

§ 12. Wer nicht im Inlande wohnt, kann den Anspruch auf die Erteilung eines Patentes und das Recht aus dem Patente nur geltendmachen, wenn er im Inlande einen Vertreter bestellt hat. Der letztere ist zur Vertretung in dem nach Maßgabe dieses Gesetzes stattfindenden Verfahren sowie in den das Patent betreffenden bürgerlichen Rechtsstreitigkeiten und zur Stellung von Strafanträgen befugt. Der Ort, wo der Vertreter seinen Wohnsitz hat, und — in Ermangelung eines solchen — der Ort, wo das Patentamt seinen Sitz hat, gilt im Sinne des § 24 der Reichs-Zivilprozeß-Ordnung als der Ort, wo sich der Vermögensgegenstand befindet.

Unter Zustimmung des Bundesrats kann durch Anordnung des Reichskanzlers bestimmt werden, daß gegen die Angehörigen eines ausländischen Staates ein Vergeltungsrecht zur Anwendung gebracht werde.

§ 19. Bei dem Patentamte wird eine Rolle geführt, welche den Gegenstand und die Dauer der erteilten Patente sowie den Namen und Wohnort der Patentinhaber und ihrer bei Anmeldung der Erfindung

etwa bestellten Vertreter angibt. Der Anfang, der Ablauf, das Erlöschen, die Erklärung der Nichtigkeit und die Zurücknahme der Patente sind, unter gleichzeitiger Bekanntmachung durch den Reichs-Anzeiger, in der Rolle zu vermerken.

Tritt in der Person des Patentinhabers oder seines Vertreters eine Änderung ein, so wird dieselbe, wenn sie in beweisender Form zur Kenntnis des Patentamtes gebracht ist, ebenfalls in der Rolle vermerkt und durch den Reichs-Anzeiger veröffentlicht. Solange dies nicht geschehen ist, bleiben der frühere Patentinhaber und sein früherer Vertreter nach Maßgabe dieses Gesetzes berechtigt und verpflichtet.

Die Einsicht der Rolle, der Beschreibungen, Zeichnungen, Modelle und Probestücke, auf Grund deren die Erteilung der Patente erfolgt ist, steht, soweit es sich nicht um ein im Namen der Reichsverwaltung für die Zwecke des Heeres oder der Flotte genommenes Patent handelt, jedermann frei.

§ 20. Die Anmeldung einer Erfindung behufs Erteilung eines Patentes geschieht schriftlich bei dem Patentamte. Für jede Erfindung ist eine besondere Anmeldung erforderlich. Die Anmeldung muß den Antrag auf Erteilung des Patentes enthalten und in dem Antrage den Gegenstand, der durch das Patent geschützt werden soll, genau bezeichnen. In einer Anlage ist die Erfindung dergestalt zu beschreiben, daß danach die Benutzung derselben durch andere Sachverständige möglich erscheint. Am Schlusse der Beschreibung ist dasjenige anzugeben, was als patentfähig unter Schutz gestellt werden soll (Patentanspruch). Auch sind die erforderlichen Zeichnungen, bildlichen Darstellungen, Modelle und Probestücke beizufügen.

Das Patentamt erläßt Bestimmungen über die sonstigen Erfordernisse der Anmeldung. (Diese Bestimmungen s. unter b, S. 990.)

Bis zu dem Beschlusse über die Bekanntmachung der Anmeldung sind Abänderungen der darin enthaltenen Angaben zulässig. — Gleichzeitig mit der Anmeldung sind für die Kosten des Verfahrens zwanzig Mark zu zahlen.

§ 21. Die Anmeldung unterliegt einer Vorprüfung durch ein Mitglied der Anmeldeabteilung. Erscheint hierbei die Anmeldung als den vorgeschriebenen Anforderungen (§ 20) nicht genügend, so wird durch Vorbescheid der Patentsucher aufgefordert, die Mängel innerhalb einer bestimmten Frist zu beseitigen.

Insoweit die Vorprüfung ergibt, daß eine nach §§ 1, 2 und 3 Abs. 1 patentfähige Erfindung nicht vorliegt, wird der Patentsucher hiervon unter Angabe der Gründe mit der Aufforderung benachrichtigt, sich binnen einer bestimmten Frist zu äußern. Erklärt sich der Patentsucher auf den Vorbescheid nicht rechtzeitig, so gilt die Anmeldung als zurückgenommen; erklärt er sich innerhalb der Frist, so faßt die Anmeldeabteilung Beschluß.

§ 22. Ist durch die Anmeldung den vorgeschriebenen Anforderungen (§ 20) nicht genügt, oder ergibt sich, daß eine nach §§ 1, 2 und 3, Abs. 1 patentfähige Erfindung nicht vorliegt, so wird die Anmeldung zurückgewiesen.

Soll die Zurückweisung auf Grund von Umständen erfolgen, welche nicht bereits durch den Vorbescheid (§ 21) dem Patentsucher mitgeteilt waren, so ist demselben vorher Gelegenheit zu geben, sich über diese Umstände binnen einer bestimmten Frist zu äußern.

§ 23. Erachtet das Patentamt die Anmeldung für gehörig erfolgt und die Erteilung eines Patentes nicht für ausgeschlossen, so beschließt es die Bekanntmachung der Anmeldung. Mit der Bekanntmachung treten für den Gegenstand der Anmeldung zugunsten des Patentsuchers einstweilen die gesetzlichen Wirkungen des Patentes ein (§§ 4 und 5).

Die Bekanntmachung geschieht in der Weise, daß der Name des Patentsuchers und der wesentliche Inhalt des in seiner Anmeldung enthaltenen Antrages durch den Reichs-Anzeiger einmal veröffentlicht wird. Mit der Veröffentlichung ist die Anzeige zu verbinden, daß der Gegenstand der Anmeldung einstweilen gegen unbefugte Benutzung geschützt ist.

Gleichzeitig ist die Anmeldung mit sämtlichen Beilagen bei dem Patentamte zur Einsicht für jedermann auszulegen.

Die Bekanntmachung kann auf Antrag des Patentsuchers auf die Dauer von höchstens sechs Monaten, vom Tage des Beschlusses über die Bekanntmachung an gerechnet, ausgesetzt werden. Bis zur Dauer von drei Monaten darf die Aussetzung nicht versagt werden.

Handelt es sich um ein im Namen der Reichsverwaltung für die Zwecke des Heeres oder der Flotte nachgesuchtes Patent, so erfolgt auf Antrag die Patenterteilung ohne jede Bekanntmachung. In diesem Falle unterbleibt auch die Eintragung in die Patentrolle.

§ 24. Innerhalb der Frist von zwei Monaten nach der Veröffentlichung (§ 23) ist die erste Jahresgebühr (§ 8 Abs. 1) einzuzahlen. Erfolgt die Einzahlung nicht binnen dieser Frist, so gilt die Anmeldung als zurückgenommen.

Innerhalb der gleichen Frist kann gegen die Erteilung des Patentes Einspruch erhoben werden. Der Einspruch muß schriftlich erfolgen und mit Gründen versehen sein. Er kann nur auf die Behauptung gestützt werden, daß der Gegenstand nach §§ 1 und 2 nicht patentfähig sei, oder daß dem Patentsucher ein Anspruch auf das Patent nach § 3 nicht zustehe. Im Falle des § 3 Abs. 2 ist nur der Verletzte zum Einspruch berechtigt.

Nach Ablauf der Frist hat das Patentamt über die Erteilung des Patentes Beschluß zu fassen.

§ 25. Bei der Vorprüfung und in dem Verfahren vor der Anmeldeabteilung kann jederzeit die Ladung und Anhörung der Beteiligten, die Vernehmung von Zeugen und Sachverständigen sowie die Vornahme sonstiger zur Aufklärung der Sache erforderlichen Ermittelungen angeordnet werden.

§ 26. Gegen den Beschluß, durch welchen die Anmeldung zurückgewiesen wird, kann der Patentsucher, und gegen den Beschluß, durch welchen über die Erteilung des Patentes entschieden wird, der Patentsucher oder der Einsprechende innerhalb eines Monates nach der Zustellung Beschwerde einlegen. Mit der Einlegung der Beschwerde sind für die Kosten des Beschwerdeverfahrens zwanzig Mark zu zahlen; erfolgt die Zahlung nicht, so gilt die Beschwerde als nicht erhoben.

Ist die Beschwerde an sich nicht statthaft, oder ist dieselbe verspätet eingelegt, so wird sie als unzulässig verworfen.

Wird die Beschwerde für zulässig befunden, so richtet sich das weitere Verfahren nach § 25. Die Ladung und Anhörung der Beteiligten

muß auf Antrag eines derselben erfolgen. Dieser Antrag kann nur abgelehnt werden, wenn die Ladung des Antragstellers in dem Verfahren vor der Anmeldeabteilung bereits erfolgt war.

Soll die Entscheidung über die Beschwerde auf Grund anderer als der in dem angegriffenen Beschlusse berücksichtigten Umstände erfolgen, so ist den Beteiligten zuvor Gelegenheit zu geben, sich hierüber zu äußern.

Das Patentamt kann nach freiem Ermessen bestimmen, inwieweit einem Beteiligten im Falle des Unterliegens die Kosten des Beschwerdeverfahrens zur Last fallen, sowie anordnen, daß dem Beteiligten, dessen Beschwerde für gerechtfertigt befunden ist, die Gebühr (Abs. 1) zurückgezahlt wird.

§ 27. Ist die Erteilung des Patentes endgültig beschlossen, so erläßt das Patentamt darüber durch den Reichs-Anzeiger eine Bekanntmachung und fertigt demnächst für den Patentinhaber eine Urkunde aus.

Wird die Anmeldung nach der Veröffentlichung (§ 29) zurückgenommen, oder wird das Patent versagt, so ist dies ebenfalls bekanntzumachen. Die eingezahlte Jahresgebühr wird in diesen Fällen zurück erstattet. Mit der Versagung des Patentes gelten die Wirkungen des einstweiligen Schutzes als nicht eingetreten.

§ 28. Die Einleitung des Verfahrens wegen Erklärung der Nichtigkeit oder wegen Zurücknahme des Patentes erfolgt nur auf Antrag.

Im Falle des § 10 Nr. 3 ist nur der Verletzte zu dem Antrage berechtigt.

Im Falle des § 10 Nr. 1 ist nach Ablauf von fünf Jahren, von dem Tage der über die Erteilung des Patentes erfolgten Bekanntmachung (§ 27 Abs. 1) gerechnet, der Antrag unstatthaft.

Der Antrag ist schriftlich an das Patentamt zu richten und hat die Tatsachen anzugeben, auf welche er gestützt wird. Mit dem Antrage ist eine Gebühr von fünfzig Mark zu zahlen. Erfolgt die Zahlung nicht, so gilt der Antrag als nicht gestellt. Die Gebühr wird erstattet, wenn das Verfahren ohne Anhörung der Beteiligten beendet wird.

§ 29. Nachdem die Einleitung des Verfahrens verfügt ist, fordert das Patentamt den Patentinhaber unter Mitteilung des Antrages auf, sich über denselben innerhalb eines Monates zu erklären.

Erklärt der Patentinhaber binnen der Frist sich nicht, so kann ohne Ladung und Anhörung der Beteiligten sofort nach dem Antrage entschieden und bei dieser Entscheidung jede von dem Antragsteller behauptete Tatsache für erwiesen angenommen werden.

§ 30. Widerspricht der Patentinhaber rechtzeitig, oder wird im Falle des § 29 Abs. 2 nicht sofort nach dem Antrage entschieden, so trifft das Patentamt, und zwar im ersteren Falle unter Mitteilung des Widerspruches an den Antragsteller, die zur Aufklärung der Sache erforderlichen Verfügungen. Es kann die Vernehmung von Zeugen und Sachverständigen anordnen. Auf dieselben finden die Vorschriften der Reichs-Zivilprozeß-Ordnung entsprechende Anwendung. Die Beweisverhandlungen sind unter Zuziehung eines beeidigten Protokollführers aufzunehmen.

Die Entscheidung erfolgt nach Ladung und Anhörung der Beteiligten.

Wird die Zurücknahme des Patentes auf Grund des § 11 Nr. 2 beantragt, so muß der diesem Antrage entsprechenden Entscheidung eine

Androhung der Zurücknahme unter Angabe von Gründen und unter Festsetzung einer angemessenen Frist vorausgehen.

§ 31. In der Entscheidung (§§ 29, 30) hat das Patentamt nach freiem Ermessen zu bestimmen, zu welchem Anteile die Kosten des Verfahrens den Beteiligten zur Last fallen.

§ 33. Gegen die Entscheidung des Patentamtes (§§ 29, 30) ist die Berufung zulässig. Die Berufung geht an das Reichsgericht. Sie ist binnen sechs Wochen nach der Zustellung bei dem Patentamte schriftlich anzumelden und zu begründen.

§ 34. In betreff der Geschäftssprache vor dem Patentamte finden die Bestimmungen des Gerichtsverfassungsgesetzes über die Gerichtssprache entsprechende Anwendung. Eingaben, welche nicht in deutscher Sprache abgefaßt sind, werden nicht berücksichtigt.

§ 35. Wer wissentlich oder aus grober Fahrlässigkeit den Bestimmungen der §§ 4 und 5 zuwider eine Erfindung in Benutzung nimmt, ist dem Verletzten zur Entschädigung verpflichtet.

Handelt es sich um eine Erfindung, welche ein Verfahren zur Herstellung eines neuen Stoffes zum Gegenstande hat, so gilt bis zum Beweise des Gegenteiles jeder Stoff von gleicher Beschaffenheit als nach dem patentierten Verfahren hergestellt.

§ 36. Wer wissentlich den Bestimmungen der §§ 4 und 5 zuwider eine Erfindung in Benutzung nimmt, wird mit Geldstrafe bis zu 5000 Mark oder mit Gefängnis bis zu einem Jahre bestraft. — Die Strafverfolgung tritt nur auf Antrag ein. Die Zurücknahme des Antrages ist zulässig.

Wird auf Strafe erkannt, so ist zugleich dem Verletzten die Befugnis zuzusprechen, die Verurteilung auf Kosten des Verurteilten öffentlich bekanntzumachen. Die Art der Bekanntmachung sowie die Frist zu derselben ist im Urteile zu bestimmen.

§ 37. Statt jeder aus diesem Gesetze entspringenden Entschädigung kann auf Verlangen des Beschädigten (neben der Strafe) auf eine an ihn zu erlegende Buße bis zum Betrage von 10 000 Mark erkannt werden. Für diese Buße haften die zu derselben Verurteilten als Gesamtschuldner. — Eine erkannte Buße schließt die Geltendmachung eines weiteren Entschädigungsanspruches aus.

§ 39. Die Klagen wegen Verletzung des Patentrechtes verjähren rücksichtlich jeder einzelnen dieselbe begründenden Handlung in drei Jahren.

§ 40. Mit Geldstrafe bis zu 1000 Mark wird bestraft:

1. wer Gegenstände oder deren Verpackung mit einer Bezeichnung versieht, welche geeignet ist, den Irrtum zu erregen, daß die Gegenstände durch ein Patent nach Maßgabe dieses Gesetzes geschützt seien;
2. wer in öffentlichen Anzeigen, auf Aushängeschildern, auf Empfehlungskarten oder in ähnlichen Kundgebungen eine Bezeichnung anwendet, welche geeignet ist, den Irrtum zu erregen, daß die darin erwähnten Gegenstände durch ein Patent nach Maßgabe dieses Gesetzes geschützt seien.

## b) Bestimmungen über die Anmeldung von Erfindungen.

(Bekanntmachung des Kaiserl. Patentamtes vom 22. November 1898.)

Auf Grund des § 20 Abs. 2 des Patentgesetzes vom 7. April 1891 (s. S. 986) werden die nachfolgenden Bestimmungen über die Erfordernisse einer Patentanmeldung erlassen.

§ 1. Die Anmeldung einer Erfindung behufs Erteilung eines Patentes geschieht in der Form eines schriftlichen Gesuches, dem die sonst erforderlichen Stücke als Anlagen beizufügen sind.

§ 2. Das Gesuch muß enthalten:

a) die Angabe des Namens und des Wohnortes oder der Hauptniederlassung des Anmelders;
b) eine für die Veröffentlichung (§ 23 Abs. 2 des Patentgesetzes) geeignete Benennung der Erfindung;
c) die Erklärung, daß für die Erfindung ein Patent nachgesucht werde. Bei Zusatzanmeldungen ist die Angabe des Hauptpatentes nach Gegenstand und Nummer oder der Hauptanmeldung nach Gegenstand und Aktenzeichen erforderlich;
d) die Erklärung, daß die gesetzliche Gebühr von zwanzig Mark an die Kasse des Kaiserl. Patentamtes gezahlt worden ist oder gleichzeitig mit der Anmeldung gezahlt werden soll;
e) die Aufführung der Anlagen unter Angabe ihrer Nummer und ihres Inhaltes;
f) falls der Anmelder einen Vertreter bestellt hat, die Angabe der Person, der Berufstellung und des Wohnortes des Vertreters; als Anlage ist eine Vollmacht beizufügen (§ 28 der Kaiserl. Verordnung vom 11. Juli 1891);
g) die Unterschrift des Anmelders oder seines Vertreters.

§ 3. Die Beschreibung ist in zwei Ausfertigungen einzureichen. Dasselbe gilt für alle Nachträge. Die Schriftstücke, welche die Beschreibung bilden, müssen sowohl am Rande als auch zwischen den Zeilen ausreichenden Raum für Zusätze und Änderungen frei lassen.

Maße, Gewichte sowie elektrische Einheiten müssen nach den gesetzlichen Vorschriften, Temperaturen nach Celsius angegeben werden. Bei chemischen Formeln sind die in Deutschland üblichen Atomgewichtszeichen und Molekularformeln anzuwenden.

Die Einfügung von Figuren in die Beschreibung ist nicht zulässig.

§ 4. Die für die Veranschaulichung der Erfindung bestimmten Zeichnungen sind auf das zur Klarstellung der Erfindung Erforderliche zu beschränken. Sie sind in zwei Ausfertigungen einzureichen.

a) Für die Hauptzeichnung ist weißes, starkes und glattes Zeichenpapier, sog. Kartonpapier, für die Nebenzeichnung Zeichenleinwand zu verwenden.

   Das Blatt der Hauptzeichnung soll 33 cm hoch und 21 cm breit sein. In Ausnahmefällen ist, falls die Deutlichkeit es erfordert, ein Blatt in der Höhe von 33 cm und in der Breite von 42 cm zulässig. Die Nebenzeichnung muß bei beliebiger Breite 33 cm hoch sein. Für die Hauptzeichnung wie für die Nebenzeichnung ist die Verwendung mehrerer Blätter zulässig.
b) Die Figuren und Schriftzeichen sind in tiefschwarzen, kräftigen, scharf begrenzten Linien auszuführen. Auf der Hauptzeichnung

sind Querschnitte entweder tiefschwarz anzulegen oder durch Schrägstriche in tiefschwarzen Linien zum Ausdruck zu bringen. Ist zur Darstellung unebener Flächen ausnahmsweise eine Schattierung erforderlich, so darf sie ebenfalls nur in tiefschwarzen Linien ausgeführt werden. Die Anwendung bunter Farben ist bei der Hauptzeichnung unzulässig.

Alle auf den Zeichnungen angebrachten Schriftzeichen müssen einfach und deutlich sein. Die Hauptzeichnung muß sich zur photographischen Verkleinerung eignen.

c) Die einzelnen Figuren müssen durch einen angemessenen Zwischenraum voneinander getrennt sein.

d) Die Figuren sind nach ihrer Stellung fortlaufend und ohne Rücksicht auf die Anzahl der Blätter mit Zahlen zu versehen.

e) Erläuterungen sind in die Zeichnung nicht aufzunehmen. Ausgenommen sind kurze Angaben wie „Wasser", „Dampf", „Schnitt nach A—B (Fig. 3)" sowie Inschriften, die auf den dargestellten Gegenständen angebracht werden sollen, z. B. „offen", „zu".

f) In der rechten unteren Ecke jedes Blattes ist der Name des Anmelders anzugeben.

g) Die Hauptzeichnungen dürfen weder gefaltet noch gerollt werden, sondern sind in glattem Zustande vorzulegen.

§ 5. Die für die Veranschaulichung der Erfindung bestimmten Modelle und Probestücke brauchen nur in einer Ausführung eingereicht zu werden.

Proben sind stets einzureichen zu den Anmeldungen, welche die Herstellung neuer chemischer Stoffe betreffen. Ausgenommen sind explosive und leicht entzündliche Stoffe, deren Einsendung nur auf besondere Aufforderung zulässig ist.

Bildet ein chemisches Verfahren von allgemeiner Anwendbarkeit, nach dem ganze Gruppen von Stoffen hergestellt werden können, den Gegenstand der Anmeldung, so sind Proben der typischen Vertreter der Gruppen einzureichen. Werden jedoch besondere Ausführungsformen eines chemischen Verfahrens unter Aufzählnng der einzelnen nach ihnen entstehenden Stoffe beansprucht, so sind die Stoffe sämtlich mit Proben zu belegen. Bei Farbstoffen sind außerdem Ausfärbungen auf Wolle, Seide oder Baumwolle in je einer Ausführung beizufügen.

Über die Beschaffenheit der Modelle und Probestücke gilt folgendes:

a) Modelle und Probestücke, die leicht beschädigt werden können, sind in festen Hüllen einzureichen. Gegenstände von kleinem Umfange sind auf steifem Papier zu befestigen.

b) Proben von giftigen, ätzenden, explosiven oder leicht entzündlichen Stoffen sind auf der Umhüllung und, soweit möglich, auf dem Gegenstande selbst durch eine deutliche Aufschrift als solche zu kennzeichnen.

c) Proben chemischer Stoffe sind in Glasflaschen ohne vorspringenden Fuß von etwa 3 cm äußerem Durchmesser und 8 cm Gesamthöhe einzureichen; die Flaschen sind mit einem haltbaren Siegel zu verschließen und mit einer dauerhaft befestigten Inhaltsangabe zu versehen. Den Proben ist ein nach der Beschreibung oder dem Patentanspruche geordnetes Verzeichnis beizulegen.

d) Ausfärbungen müssen möglichst flach auf steifem Papier von 33 cm Höhe und 21 cm Breite dauerhaft befestigt und mit genauen, den Angaben der Beschreibung entsprechenden Aufschriften versehen sein. Den Ausfärbungen ist eine Beschreibung des angewendeten Färbeverfahrens beizulegen mit genauen Angaben über den Gehalt der Flotte an Farbstoff, die etwa gebrauchten Beizen, die Temperatur u. s. w., sowie auch darüber, ob die gebrauchte Flotte erschöpft war oder erheblichere Mengen von Farbstoff zurückgehalten hat.

§ 6. Die Anlagen des Gesuches müssen mit einer ihre Zugehörigkeit zur Anmeldung kennzeichnenden Aufschrift versehen sein. Dasselbe gilt für Modelle und Probestücke.

Schriftstücke, die zur Mitteilung an andere Personen bestimmt sind, sind in der dazu erforderlichen Zahl von Ausfertigungen einzureichen.

Zu allen Schriftstücken ist dauerhaftes, nicht durchscheinendes weißes Papier, zu Schriftstücken, die Anträge enthalten oder zur Beschreibung der Erfindung gehören, Papier in der Seitengröße von 33 cm zu 21 cm zu verwenden.

Alle Schriftstücke müssen leicht lesbar sein. Die Schriftzüge müssen in dunkler Farbe ausgeführt sein. Schriftstücke, die mittels der Schreibmaschine hergestellt sind, müssen deutliche Druckzeichen und zwischen den einzelnen Buchstaben, Worten und Zeilen einen angemessenen Zwischenraum aufweisen.

Auf den später eingereichten Anmeldestücken ist der Name des Anmelders und das Aktenzeichen anzugeben.

## Erläuterungen zu den vorstehenden Bestimmungen.

### 1. Gebühr.

Die Anmeldegebühr ist zweckmäßig entweder unmittelbar bei der Kasse des Kaiserl. Patentamtes einzuzahlen oder unter genauer Angabe der Anmeldung, für die das Geld bestimmt ist, durch Postanweisung zu übersenden.

Die Beifügung baren Geldes als Anlage der Anmeldung ist nicht erwünscht. Wird das Geld gleichwohl beigefügt, so ist darüber in dem Gesuche ein deutlicher Vermerk in Rotschrift zu machen. Enthält eine Sendung das Geld für mehrere Anmeldungen, so ist ein besonderes Verzeichnis über die Zugehörigkeit des Geldes beizufügen.

Anmerkung. Eine Stundung oder ein Erlaß der Anmeldegebühr ist gesetzlich unzulässig.

### 2. Gesuch.

a) Ein Antrag auf Aussetzung der Bekanntmachung (§ 23 Abs. 4 des Patentgesetzes) ist entweder in einem besonderen Schriftstücke einzureichen oder, falls er mit dem Anmeldegesuche oder mit anderen Erklärungen verbunden wird, augenfällig, z. B. durch Unterstreichen oder in Rotschrift, hervorzuheben.

Für die Aussetzung der Bekanntmachung auf länger als drei Monate bedarf es einer Begründung. Es empfiehlt sich, die Begründung erst gegen Ende der Frist beizubringen.

b) Falls der Anmelder die Rechte aus einer früheren Anmeldung in einem Staate, mit dem das Deutsche Reich einen entsprechenden

Vertrag geschlossen hat, geltend machen will, soll dieser Anspruch gleichfalls in das Gesuch aufgenommen werden.

c) Soll für den Fall der Zurückweisung einer Patentanmeldung derselbe Gegenstand in die Rolle für Gebrauchsmuster eingetragen werden, so bedarf es hierzu einer besonderen an das „Kaiserliche Patentamt, Anmeldestelle für Gebrauchsmuster“ zu richtenden Anmeldung.

d) Zur Angabe der Person des Anmelders gehört, daß jeder Zweifel darüber ausgeschlossen wird, ob das Patent von Einzelpersonen oder von einer Gesellschaft, ob von einem Manne oder von einer Frau, ob auf den bürgerlichen Namen oder auf die kaufmännische Firma nachgesucht wird. Bei Einzelpersonen ist der Rufname, bei Frauen außerdem der Familienstand und der Geburtsname anzugeben.

Die Angabe des Wohnortes muß bei größeren Städten auch Straße und Hausnummer, bei kleineren Orten und bei Orten, deren Name mehrfach vorkommt, sowie in der Regel bei ausländischen Orten den Staat und Bezirk enthalten. Dies gilt auch für den Fall, daß der Anmelder einen Vertreter bestellt hat.

e) Für den Fall der Vertretung ist zu beachten, daß nach § 28 der Kaiserl. Verordnung vom 11. Juli 1891 die Vollmacht auf prozeßfähige, mit ihrem bürgerlichen Namen bezeichnete Personen, nicht auf eine Firma auszustellen ist.

Eine Beglaubigung der Unterschrift des Anmelders unter der Vollmacht ist nur auf besonderes Erfordern des Patentamtes beizubringen.

f) Falls mehrere Personen ohne Bestellung eines gemeinsamen Vertreters anmelden, soll diejenige Person namhaft gemacht werden, der die amtlichen Verfügungen zugesandt werden sollen.

### 3. Beschreibung.

a) Für den Gegenstand der Erfindung ist der Gebrauchszweck anzugeben.

b) Die Beschreibung hat sich aller nicht streng zur Sache gehörigen Ausführungen zu enthalten. Sie beginnt zweckmäßig mit der Darstellung der Aufgabe, welche durch die Erfindung gelöst werden soll. Hieran schließt sich die Beschreibung der Erfindung im einzelnen.

Besteht die Erfindung in der Vereinigung von bekannten Einzelheiten zu einem neuen Ganzen, so hat die Beschreibung zum Ausdruck zu bringen, daß die Einzelheiten weder als neu, noch für sich als schutzfähig angesehen werden, und daß der Schutz sich nur auf die neue Gesamtheit beziehen soll.

Soweit Hinweise auf Bekanntes oder Geschütztes, insbesondere auf öffentliche Druckschriften oder Patente, zur klaren Abgrenzung der Erfindung erforderlich sind, sind sie gleichfalls in die Beschreibung aufzunehmen.

### 4. Zeichnung.

a) Auf den Nebenzeichnungen sind die Figuren und Bezeichnungen so zu stellen, daß für den Beschauer die 33 cm-Kante aufrecht steht. Am linken und rechten Rande ist ein mindestens 3 cm breiter Raum frei zu lassen.

b) Für die einzelnen Teile der Figuren sind Bezugszeichen nur soweit zu verwenden, als ein Hinweis auf die Darstellung des betreffenden Teiles in der Beschreibung zum Verständnis der Erfindung erforderlich ist

Dieselben Teile müssen in allen Figuren gleiche Bezugszeichen erhalten. Für verschiedene Teile dürfen die gleichen Bezugszeichen nicht verwendet werden, auch wenn die Figuren auf verschiedenen Blättern stehen. Bei Zusatzanmeldungen werden für Teile, die bereits in dem Hauptpatente sich vorfinden, die dort für diese Teile gewählten Bezugszeichen beizubehalten sein.

Für die Bezugszeichen sind die kleinen lateinischen Buchstaben (a, b, c) in einfacher, leicht lesbarer Schrift zu verwenden. Sind mehr als 25 Zeichen nötig, so sind arabische Ziffern zu verwenden. Zur Bezeichnung von Schnittlinien dienen die großen lateinischen Buchstaben. Winkel sind mit kleinen griechischen Buchstaben (α, β, γ) zu bezeichnen.

Die Beifügung von Strichen, Häkchen oder Ziffern zu den Bezugszeichen ist zu vermeiden. Nur wenn innerhalb derselben Figur ein Teil in mehreren Stellungen gezeichnet wird, ist, unter Beibehaltung desselben Buchstabens für alle Stellungen, die Unterscheidung durch oben rechts angebrachte Striche oder Ziffern herbeizuführen.

Ist unmittelbar bei den dargestellten Teilen kein genügender Raum für die Bezugszeichen vorhanden, so sind die Teile mit den möglichst nahe zu setzenden Zeichen durch geschwungene Linien zu verbinden.

Bewegungsrichtungen sind durch Pfeile anzudeuten, falls dadurch das Verständnis erleichtert wird. Projektions- und Mittellinien sind in der Regel wegzulassen.

### 5. Anspruch.

a) Der Anspruch geht zweckmäßig von dem Gattungsbegriff aus, dem die Erfindung möglichst nahe untergeordnet ist. Dieser Gattungsbegriff wird auch der für die Veröffentlichung bestimmten Benennung der Erfindung zugrunde zu legen sein. Zur Unterscheidung von anderen Gegenständen derselben Gattung sind in den Anspruch nur solche Bestimmungsmerkmale aufzunehmen, die für die Kennzeichnung des Wesens der Erfindung notwendig sind. Gehört der Zweck zu dieser Kennzeichnung, so ist auch er im Anspruche zu erwähnen.

b) Allgemeine Hinweise auf die Zeichnung oder die Beschreibung, z. B. „wie gezeichnet und beschrieben", sind zu vermeiden. Hauptanspruch und Nebenansprüche sind mit fortlaufenden arabischen Ziffern zu versehen.

c) In dem Anspruche eines Zusatzpatentes ist auf das Hauptpatent Bezug zu nehmen und zum Ausdruck zu bringen, was an der früheren Erfindung durch die neue Erfindung abgeändert oder ergänzt werden soll.

d) Längere Ansprüche werden zweckmäßig der Beschreibung nicht unmittelbar angefügt, sondern als besondere Anlage in zwei Ausfertigungen eingerichtet.

### 6. Modelle und Probestücke.

Bei der Einreichung von Modellen und Probestücken ist zu erklären, ob sie im Falle der Entbehrlichkeit zurückgegeben werden sollen oder vernichtet werden können.

Haben Modelle oder Probestücke einen besonderen Wert, so ist in dem Anschreiben hierauf hinzuweisen. Können sie schon durch ein unvorsichtiges Auspacken leicht beschädigt oder durch die Einwirkung von Licht, Feuchtigkeit u. dergl. verdorben werden, so ist die Umhüllung mit der deutlichen Aufschrift zu versehen: „Ungeöffnet in den Geschäftsgang".

7. Verschiedenes.

a) In allen Schriftstücken sind entbehrliche Fremdwörter zu vermeiden.

b) Schriftsätze, die mehrere Seiten umfassen, sind mit Seitenzahlen zu versehen. In allen Schriftsätzen ist an der linken Seite ein Raum von mindestens 5 cm für amtliche Vermerke frei zu lassen

c) In allen Eingaben, zu denen Anlagen gehören, sind die Anlagen besonders aufzuzählen.

d) Die Sendungen an das Patentamt müssen kostenfrei eingehen. Bei Geld- und Packetsendungen ist die Bestellgebühr vom Absender im voraus zu entrichten.

e) Empfangsbescheinigungen werden in der Regel nur über Anmeldungen erteilt, und zwar nur in einer Ausfertigung. Die Erteilung der Bescheinigung erfolgt nur dann, wenn ein Schriftstück mit folgendem Wortlaute eingesandt wird:

„Die Patentanmeldung von ..........................................
..........................................................................
vom ....................................................................
auf ......................................................................
..........................................................................
ist am ..................................................................
hier eingegangen und unter dem Aktenzeichen ..................
in den Geschäftsgang gegeben worden."

Wird die Empfangsbescheinigung nicht auf der Rückseite einer Postkarte vorbereitet, so ist ein mit der Adresse des Empfängers versehener Briefumschlag beizufügen.

f) Über Gebührenbeträge, die mit der Post eingehen, wird nur auf besonderen Antrag des Einzahlers eine Quittung erteilt.

## F. Gebührenordnung der Ingenieure.

(Auszug aus der „Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure", Berlin 1901.)

### I. Allgemeine Bestimmungen.

§ 1. Grundsätze für die Bemessung der Gebühren.

1. Die Gebühren werden im allgemeinen nach der Bausumme in Rechnung gestellt, und zwar für Vorarbeiten und Ausführungsarbeiten[1]) gesondert. Für erstere ist die Summe des Kostenanschlages oder — falls, oder solange ein Kostenanschlag noch nicht aufgestellt ist — die Kostenschätzung maßgebend, für letztere die Summe der Baukosten.

2. Vorarbeiten sind:

a) der Vorentwurf in Skizzen nebst Kostenschätzung und gebotenenfalls Erläuterungsbericht;

b) der Entwurf in solcher Durcharbeitung, daß danach der Kostenanschlag c aufgestellt werden kann;

[1]) Unter „Bauausführung" ist nicht die „Bauunternehmung" zu verstehen.

c) der Kostenanschlag zur genauen Ermittelung der Baukosten;
d) die Bauvorlagen, bestehend in den zur Nachsuchung der behördlichen Genehmigungen nötigen Zeichnungen und Schriftstücken.

Ausführungsarbeiten sind:

e) die Bau- und Werkzeichnungen in einem für die Ausführung genügenden Maßstabe;
f) die Oberleitung. Diese umfaßt die Vorbereitung der Ausschreibungen, den Entwurf der Verträge über Arbeiten und Lieferungen, die Verhandlungen über die Verträge mit den Lieferanten und Unternehmern bis zum Vertragsabschlusse; die Bestimmung der Fristen für den Beginn, die Fortführung und die Fertigstellung der Bauarbeiten; die Überwachung der Bauausführung; den Schriftwechsel in den bei der Ausführung vorkommenden Verhandlungen mit Behörden und dritten Personen; die Prüfung und Feststellung der Baurechnungen.

3. Die für die Berechnung der Gebühren in Betracht zu ziehende Gesamtbausumme umfaßt sämtliche Kosten, welche für den Bau aufgewandt werden, mit Ausschluß der Kosten des Grunderwerbes und der Bauleitung, sowie der Gebühren für den Architekten und Ingenieur. Übernimmt der Bauherr selbst Materiallieferungen und Arbeitsleistungen, so werden deren Kosten bei der Berechnung der Gebühr nach ortsüblichen Preisen zu den übrigen Baukosten hinzugerechnet.

4. Die Zahlung der Gebühr berechtigt den Auftraggeber nur zu einmaliger Ausführung des gelieferten Entwurfes; Benutzung zu wiederholter Ausführung ist von neuem gebührenpflichtig.

5. Umfaßt ein Auftrag mehrere Bauwerke nach demselben Entwurfe, so sind die Gebühren, vorausgesetzt, daß diese Bauwerke auf einmal ausgeführt werden, für Vorentwurf und Oberleitung nach der Gesamtsumme, für die übrigen Arbeiten den erforderlichen Leistungen entsprechend zu berechnen. Umfaßt ein Auftrag mehrere gleichartige Bauwerke nach verschiedenen Entwürfen, so sind die Gebühren für jedes Bauwerk einzeln zu berechnen.

6. Umfaßt ein Bauauftrag mehrere verschiedenen Gebieten, Gruppen oder Bauklassen angehörende Bauwerke, so darf die Gebühr für jedes getrennt berechnet werden.

7. Wird auf Veranlassung oder unter Zustimmung des Auftraggebers durch Veränderung des Entwurfes eine Vermehrung der vorbereitenden Arbeiten erforderlich, so ist dafür eine der Mehrleistung entsprechende Gebühr zu zahlen.

8. Wird nur der Vorentwurf als eine in sich abgeschlossene Leistung geliefert, so erhöht sich die Gebühr um die Hälfte.

9. Werden für eine Baustelle mehrere Vorentwürfe nach verschiedenen Bauprogrammen verlangt, so ist jeder Vorentwurf besonders zu berechnen. Sind nach demselben Bauprogramme und für dieselbe Baustelle mehrere Vorentwürfe auf Verlangen des Bauherrn aufgestellt, so wird die Gebühr für den ersten voll, für alle weiteren nach Verhältnis der Mehrleistung berechnet.

10. Für den Entwurf sind die Teilbeträge aus § 1, 2, a) und b) zusammen zu berechnen, auch wenn ein Vorentwurf nicht geliefert worden ist.

11. Sind im Auftrage des Auftraggebers mehrere Entwürfe für dieselbe Bauaufgabe angefertigt worden, so sind die Gebühren für den ersten Entwurf aus § 1, 2, a) und b), für jeden der weiteren Entwürfe nach Verhältnis der Mehrleistung, jedoch mindestens mit der Hälfte der Gebühren aus § 1, 2, a) und b) zu berechnen.

12. Die Gebühren für die Oberleitung gelten unter der Voraussetzung, daß die Bauausführung durch Einzel- oder Gesamtunternehmer erfolgt. Für solche Leistungen, welche ohne Zuziehung von Unternehmern ausgeführt werden, verdoppelt sich die Gebühr für § 1, 2, f) bezüglich des von dieser Ausführungsart betroffenen Teiles der Bausumme. Die Gebühr für § 1, 2, c) kommt auf alle Fälle auch dann zur Verrechnung, wenn die Pläne des Entwurfes ganz oder zum Teil als Bau- und Werkzeichnungen verwendet werden können.

13. Erstreckt sich der Auftrag nur auf die Ausführungsarbeiten, so erhöht sich die Gebühr für § 1, 2, e) und f) um ein Viertel.

14. Für Umbauten erhöhen sich die Gebühren den erforderlichen Leistungen entsprechend, mindestens aber um die Hälfte.

15. Werden seitens eines Lieferanten oder Unternehmers Provisionen oder Rabatte auf Bestellungen gewährt, so fallen diese dem Bauherrn zu.

16. Dem Auftraggeber ist auf Verlangen eine Ausfertigung des Entwurfes ohne besondere Vergütung zu übergeben.

## § 2. Nebenkosten.

In die festgesetzten Gebühren sind nicht eingeschlossen und daher vom Auftraggeber besonders zu vergüten:

17. die Kosten aller für die Aufstellung des Entwurfes notwendigen Unterlagen, als: Katasterauszüge, Lage- und Höhenpläne[1]); Bauaufnahmen, Bodenuntersuchungen, Bohrungen, Wassermessungen, Analysen, statistische Erhebungen u. dergl.; die Bauskizzen und Bauzeichnungen des zu bearbeitenden Gebäudes für Entwürfe zu Heizungs-, Lüftungs-, Beleuchtungs-, Be- und Entwässerungs- sowie elektrischen Anlagen;

18. die Kosten der besonderen Bauleitung, d. h. die Gehaltsbezüge der Bauführer, Bauaufseher, Bauwächter u. s. w.; die Kosten für die Beschaffung und Unterhaltung eines besondern Baubureaus, für die Vervielfältigung der Unterlagen und für die Ausschreibung und Vergebung der Arbeiten, Lieferungen u. dergl., sowie für die zur Abrechnung erforderlichen Vermessungen. Die Gehaltsbezüge eines zur besondern Bauleitung erforderlichen Bauführers sind auch dann — und zwar nach Verhältnis des Zeitaufwandes — zu erstatten, wenn der Bauführer zur Leitung mehrerer Bauten vom Architekten oder Ingenieur bestellt ist;

---

[1]) Bezüglich der Kosten der Arbeiten des Feldmessers wird auf den Entwurf des deutschen Geometervereines für einen Gebührentarif für geometrische Arbeiten, Zeitschrift für Vermessungswesen, Bd. XV, Heft 10 bis 12, verwiesen, welcher als Sonderdruck von dem Bibliothekar des Vereines aus München zu beziehen ist.

19. bei Hochbauten die Gebühren der mit statischen Berechnungen, Konstruktionen, maschinellen Anlagen u. dergl. betrauten Ingenieure; bei Ingenieurbauten diejenigen des mit der künstlerischen Ausbildung des Entwurfes betrauten Architekten und der zugezogenen Spezialisten;

20. die Mühewaltung bei Auswahl, Erwerb, Veräußerung, Benutzung und Belastung von Grundstücken, Baulichkeiten u. s. w., sowie bei Ordnung der Rechtsverhältnisse;

21. die aus Anlaß des Baues erforderlichen Reisen;

22. etwa geforderte Revisions- und Inventarzeichnungen, sowie bei Straßen, Eisenbahnen und Kanälen die Schlußvermessungen.

### § 3. Zahlungen.

23. Abschlagszahlungen auf die Gebühren sind auf Verlangen bis zu 3/4 der nach dieser Gebührenordnung zu bewertenden, bereits bewirkten Leistungen zu gewähren. Insbesondere sind die Gebühren für die Vorarbeiten zu 3/4 sofort nach deren Ablieferung fällig. Die Restzahlungen sind, gesondert nach Vorarbeiten und Ausführungsarbeiten, längstens drei Monate nach Erfüllung des Auftrages zu leisten.

### § 4. Besondere Gebühren.

24. Gutachten, Schätzungen, schiedsgerichtliche Arbeiten, statische Berechnungen, künstlerische Darstellungen u. dergl. stehen außerhalb dieser Gebührenordnung und sind nach der darauf verwendeten geistigen Arbeit, nach der fachlichen Stellung des Beauftragten und nach der wirtschaftlichen Bedeutung der Frage zu bewerten.

25. Für nach der Zeit zu vergütende Arbeiten sind zu berechnen:
für die erste Stunde 20 M.,
„ jede fernere „ 5 „

26. Für Reisen im Inlande sind außer den im § 4, 24 und 25, oder § 6 und §§ 8 bis 10 aufgeführten Gebühren 30 M. für den Tag zu vergüten. Dieser Satz kommt auch für Teile eines Tages voll in Ansatz; jedoch kann er für einen Tag nur einmal angesetzt und soll nach Verhältnis verteilt werden, wenn gleichzeitig mehrere Auftraggeber beteiligt sind. Neben diesem Tagesatze sind die Auslagen für Fahrten, Gepäckbeförderung und Arbeiter zu erstatten.

27. Die Leistungen von Gehülfen werden deren Stellung entsprechend in Rechnung gestellt.

## III. Gebühren der Ingenieure.

### § 7. Art der Berechnung.

36. Für die Gebührenberechnung werden die Ingenieurarbeiten nach Hundertsteln der Baukosten vergütet.

39. Alle Arbeiten, deren Baukosten den Betrag von 5000 M. nicht erreichen, dürfen nach den Sätzen für Zeitgebühren (§ 4, 25) verrechnet werden.

40. Die Anteile der Einzelleistungen an der Gesamtgebühr werden für Ingenieurarbeiten folgendermaßen festgesetzt:

| Bezeichnung der Einzelleistung | Teilbeträge in Hundertsteln |
|---|---|
| a) Vorentwurf und Kostenschätzung . . . . . . <br> b) Entwurf . . . . . . . . . . . . . . . . . | 25 |
| c) Kostenanschlag . . . . . . . . . . . . . . | 30 |
| d) Bauvorlagen . . . . . . . . . . . . . . . | 5 |
| e) Bau- und Werkzeichnungen . . . . . . . . | 10 |
| f) Oberleitung der Bauausführung . . . . . . . | 30 |

§ 8.

41. Es kommen als Ingenieurarbeiten für die Gebührenberechnung insbesondere in Betracht: Acetylenanlagen; Anlagen zur Verarbeitung von Abfallstoffen; Appreturanstalten; Aufbereitungen; Aufzüge; Badeanstalten; Bagger; Bergwerksmaschinenanlagen; Brauereien; Brennereien; chemische Fabriken; Kompressoren für Luft und Gase; Dampfanlagen; Dampfkessel, Dampfmaschinen, Dampfleitungen, Dampfüberhitzer u. s. w.; Destillieranlagen; Druckluftanlagen; Eiserzeugungsanlagen; Anlagen zur Erzeugung, Aufspeicherung und Umformung des elektrischen Stromes; Färbereien; Feuerlöschanlagen; Gebläse; Gerbereien; Gesteinbohranlagen; Gießereien; Glashütten; Hammerwerke; Hebewerke; Hochöfen; Holzbearbeitungsanlagen; Holzschleifereien; Hüttenwerke; hydraulische Kraftanlagen; Kälteerzeugungsanlagen; Karbidfabriken; Kesselschmieden; Koch- und Waschküchen; Kokereien; Kondensationen; Kühlanlagen; Ladevorrichtungen; landwirtschaftliche mechanische Einrichtungen; Lederbearbeitungsanlagen; Mälzereien; Maschinenfabriken; Molkereien; Mühlen; Öfen für technische Zwecke; Papierfabriken; Pressen; Pumpwerke; Sägewerke; Schachtanlagen; Schiffe; Separationsanlagen; Spinnereien; Transmissionen; Transportvorrichtungen; Trockenanstalten; Walzwerke; Waschanstalten; Wasserdruckwerke; Wasserkraftanlagen; Webereien; Werkzeugmaschinen; Windkraftmaschinen; Zementfabriken; Zuckerfabriken u. s. w.

42. Die Gebührensätze hierfür sind nach der folgenden Zusammenstellung in Hundertsteln der Bausumme zu berechnen.

Die Bausumme wird nach der nächst unteren Stufe abgerundet, so lange die Gebühr dadurch höher ausfällt.

| Bausumme M. | Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme | Bausumme M. | Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme | Bausumme M. | Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme |
|---|---|---|---|---|---|
| 5 000 | 16,0 | 80 000 | 8,0 | 600 000 | 4,3 |
| 10 000 | 13,4 | 90 000 | 7,7 | 700 000 | 4,2 |
| 20 000 | 11,7 | 100 000 | 7,3 | 800 000 | 4,1 |
| 30 000 | 10,6 | 150 000 | 6,2 | 900 000 | 4,1 |
| 40 000 | 9,9 | 200 000 | 5,5 | 1 000 000 | 4,0 |
| 50 000 | 9,3 | 300 000 | 4,9 | 2 000 000 | 3,6 |
| 60 000 | 8,8 | 400 000 | 4,6 | 3 000 000 | 3,2 |
| 70 000 | 8,4 | 500 000 | 4,4 | | |

## G. Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige.

(Reichsgesetz vom 30. Juni 1878.)

§ 1. In den vor die ordentlichen Gerichte gehörigen Rechtssachen, auf welche die Zivilprozeßordnung, die Strafprozeßordnung oder die Konkursordnung Anwendung findet, erhalten die Zeugen und Sachverständigen Gebühren nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen.

§ 2. Der Zeuge erhält eine Entschädigung für die erforderliche Zeitversäumnis im Betrage von zehn Pfennig bis zu einer Mark auf jede angefangene Stunde. — Die Entschädigung ist unter Berücksichtigung des von dem Zeugen versäumten Erwerbes zu bemessen und für jeden Tag auf nicht mehr als zehn Stunden zu gewähren.

§ 3. Der Sachverständige erhält für seine Leistungen eine Vergütung nach Maßgabe der erforderlichen Zeitversäumnis im Betrage bis zu zwei Mark auf jede angefangene Stunde. — Die Vergütung ist unter Berücksichtigung der Erwerbsverhältnisse des Sachverständigen zu bemessen und für jeden Tag auf nicht mehr als zehn Stunden zu gewähren. — Außerdem sind dem Sachverständigen die auf die Vorbereitung des Gutachtens verwendeten Kosten, sowie die für eine Untersuchung verbrauchten Stoffe und Werkzeuge zu vergüten.

§ 4. Bei schwierigen Untersuchungen und Sachprüfungen ist dem Sachverständigen auf Verlangen für die aufgetragene Leistung eine Vergütung nach dem üblichen Preise derselben und für die außerdem stattfindende Teilnahme an Terminen die in § 3 bestimmte Vergütung zu gewähren.

§ 5. Als versäumt gilt für den Zeugen oder Sachverständigen auch die Zeit, während welcher er seine gewöhnliche Beschäftigung nicht wieder aufnehmen kann.

§ 6. Mußte der Zeuge oder Sachverständige außerhalb seines Aufenthaltsortes einen Weg bis zur Entfernung von mehr als zwei Kilometer zurücklegen, so ist ihm, außer den Beträgen, eine Entschädigung für die Reise und für den durch die Abwesenheit von dem Aufenthaltsorte verursachten Aufwand nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen zu gewähren.

§ 7. Soweit nach den persönlichen Verhältnissen des Zeugen oder Sachverständigen oder nach äußeren Umständen die Benutzung von Transportmitteln für angemessen zu erachten ist, sind als Reiseentschädigung die nach billigem Ermessen in dem einzelnen Falle erforderlichen Kosten zu gewähren. — In anderen Fällen beträgt die Reiseentschädigung für jedes angefangene Kilometer des Hinweges und des Rückweges fünf Pfennig.

§ 8. Die Entschädigung für den durch Abwesenheit von dem Aufenthaltsorte verursachten Aufwand ist nach den persönlichen Verhältnissen des Zeugen oder Sachverständigen zu bemessen, soll jedoch den Betrag von fünf Mark für jeden Tag, an welchem der Zeuge oder Sachverständige abwesend gewesen ist, und von

drei Mark für jedes außerhalb genommene Nachtquartier nicht überschreiten.

§ 9. Mußte der Zeuge oder Sachverständige innerhalb seines Aufenthaltsortes einen Weg bis zu einer Entfernung von mehr als zwei Kilometer zurücklegen, so ist ihm für den ganzen zurückgelegten Weg eine Reiseentschädigung nach den Vorschriften des § 7 zu gewähren.

§ 10. Konnte der Zeuge oder Sachverständige den erforderlichen Weg ohne Benutzung von Transportmitteln nicht zurücklegen, so sind die nach billigem Ermessen erforderlichen Kosten auch außer den in den §§ 6 und 9 bestimmten Fällen zu gewähren.

§ 11. Abgaben für die erforderliche Benutzung eines Weges sind in jedem Falle zu erstatten.

§ 12. Bedarf der Zeuge wegen jugendlichen Alters oder wegen Gebrechen eines Begleiters, so sind die bestimmten Entschädigungen für beide zu gewähren.

§ 13. Soweit für gewisse Arten von Sachverständigen besondere Taxvorschriften bestehen, welche an dem Orte des Gerichtes, vor das die Ladung erfolgt, und an dem Aufenthaltsorte des Sachverständigen gelten, kommen lediglich diese Vorschriften in Anwendung. Gelten solche Taxvorschriften nur an einem dieser Orte, oder gelten an demselben Orte verschiedene Taxvorschriften, so kann der Sachverständige die Anwendung der ihm günstigeren Bestimmungen verlangen.

§ 14. Öffentliche Beamte erhalten Tagegelder und Erstattung von Reisekosten nach Maßgabe der für Dienstreisen geltenden Vorschriften, falls sie zugezogen werden: 1. als Zeugen über Umstände, von denen sie in Ausübung ihres Amtes Kenntnis erhalten haben; 2. als Sachverständige, wenn sie aus Veranlassung ihres Amtes zugezogen werden und die Ausübung der Wissenschaft, der Kunst oder des Gewerbes, deren Kenntnis Voraussetzung der Begutachtung ist, zu den Pflichten des von ihnen versehenen Amtes gehört.

Werden nach den Vorschriften dieses Paragraphen Tagegelder und Reisekosten gewährt, so findet eine weitere Vergütung an den Zeugen oder Sachverständigen nicht statt.

§ 15. Ist ein Sachverständiger für die Erstattung von Gutachten im allgemeinen beeidigt, so können die Gebühren für die bei bestimmten Gerichten vorkommenden Geschäfte durch Übereinkommen bestimmt werden.

§ 16. Die Gebühren der Zeugen und Sachverständigen werden nur auf Verlangen derselben gewährt. Der Anspruch erlischt, wenn das Verlangen binnen drei Monaten nach Beendigung der Zuziehung oder Abgabe des Gutachtens bei dem zuständigen Gerichte nicht angebracht wird.

§ 17. Die einem Zeugen oder Sachverständigen zu gewährenden Beträge werden durch das Gericht oder den Richter, vor welchem die Verhandlung stattfindet, festgesetzt.

Sofern die Beträge aus der Staatskasse bezahlt und dieser nicht erstattet sind, kann die Festsetzung von dem Gerichte oder dem Richter, durch welche sie erfolgt ist, sowie von dem Gerichte der höheren Instanz von Amts wegen berichtigt werden.

Gegen die Festsetzung findet Beschwerde nach Maßgabe der §§ 531 bis 538 der Zivilprozeßordnung und des § 4, Abs. 3 des Gerichtskostengesetzes, in Strafsachen nach Maßgabe der §§ 346 bis 352 der Strafprozessordnung statt.

---

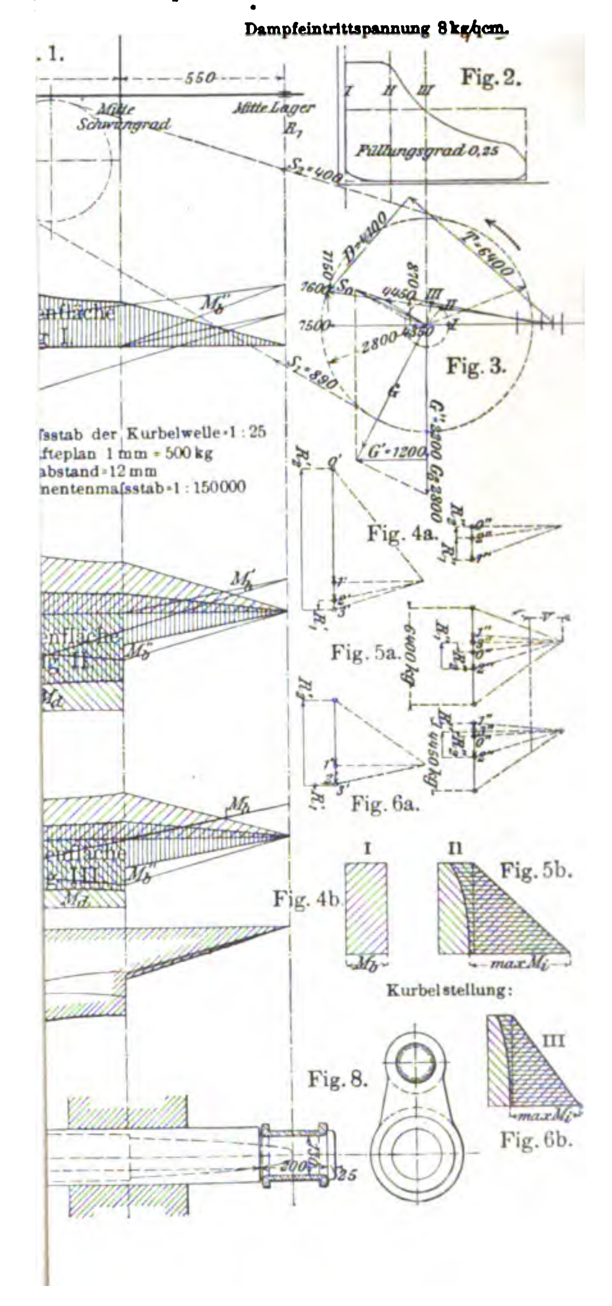
# Sachverzeichnis.

Die Ziffern bedeuten die Seitenzahlen.

**Tafel I.**

# …enden Dampfmaschine 350/600.

Dampfeintrittspannung 8 kg/qcm.

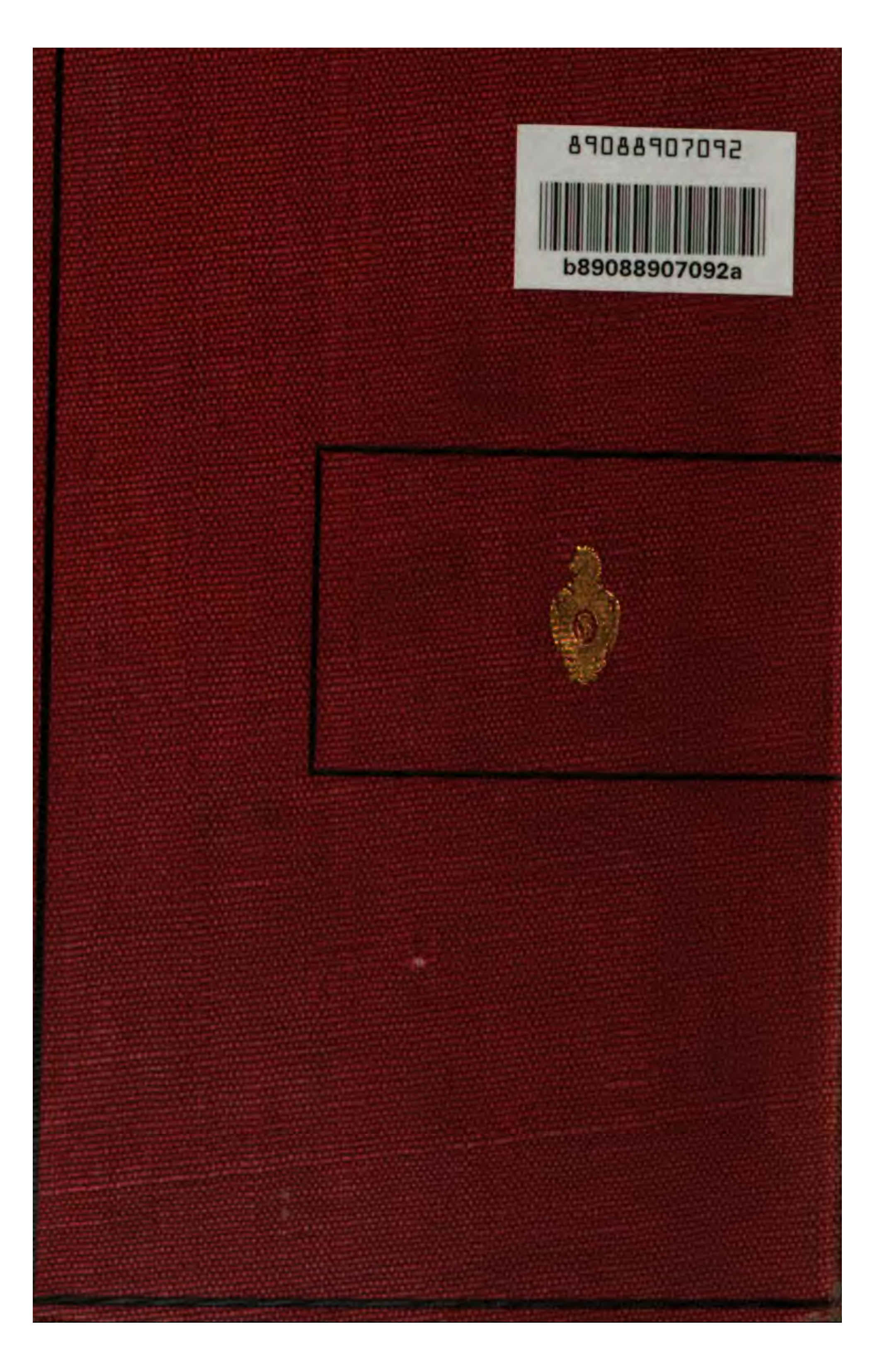







G.E.STECHERT
& Co.
NEW YORK


G.E.STECHERT
& Co.
NEW YORK


89088907092
b89088907092a